

**MODELO TERMoeCONÓMICO PARA EL ANÁLISIS DEL POTENCIAL TÉCNICO
DE APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL DEL PROCESO DE SECADO DE
BARBOTINA EN LA INDUSTRIA CERÁMICA PARA LA GENERACIÓN DE
POTENCIA ELÉCTRICA.**

LISNEIDER SÁNCHEZ ASCANIO

**UNIVERSIDAD DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERIAS
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2019**

**MODELO TERMoeCONÓMICO PARA EL ANÁLISIS DEL POTENCIAL TÉCNICO
DE APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL DEL PROCESO DE SECADO DE
BARBOTINA EN LA INDUSTRIA CERÁMICA PARA LA GENERACIÓN DE
POTENCIA ELÉCTRICA.**

Presentado por

LISNEIDER SÁNCHEZ ASCANIO

Director

hD. LESMES A. CORREDOR MARTÍNEZ

Co director

MSc. FRANCISCO E. ACUÑA GARRIDO

**UNIVERSIDAD DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍAS
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2019**

Contenido

1.1. INTRODUCCIÓN	6
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	7
1.2.1. Pregunta de investigación.....	9
1.3. OBJETIVOS.....	10
1.3.1. Objetivo General.....	10
1.3.2. Objetivos Específicos	10
1.4. JUSTIFICACIÓN	11
1.5. MARCO TEÓRICO	12
1.5.1. Exergía.....	12
1.5.2. Ambiente y estado de referencia	12
1.5.3. Estado del medio ambiente.....	12
1.5.4. Estado muerto	13
1.5.5. Exergía física	13
1.5.6. Exergía química.....	13
1.5.7. Exergía química de una corriente	14
1.5.8. Termoeconomía.....	14
1.5.8.1. Teoría estructural de la termoeconomía.....	15
1.5.8.2. Teoría de coste exergético.....	15
1.5.8.3. Fuel y Producto	16
1.5.8.4. Coste exergético	16
1.5.8.5. Coste exergoeconómico y termoeconómico	17
1.5.8.6. Nivel de agregación.....	17
1.5.9. Proceso de producción de baldosas cerámicas	17
1.5.9.1. Molienda.....	18
1.5.9.2. Secado de barbotina cerámica por atomización.	18
1.5.9.3. Prensado	19
1.5.9.4. Secado	20
1.5.9.5. Aplicación de esmaltes y decoración	20
1.5.9.6. Cocción.....	20
1.6. ESTADO DEL ARTE.....	21
1.6.1. Tendencia de resultados publicados referente a investigaciones en termoeconomía.	23
CAPITULO 2	26

2. METODOLOGÍA	26
2.1. Descripción general.....	26
2.2. Combustible empleado en la simulación del proceso de secado de barbotina.....	28
2.3. Método para el cálculo de propiedades	29
2.4. Ajuste del modelo PR-BM	31
CAPITULO 3	34
3. BALANCE DE MASA, ENERGÍA Y EXERGÍA DE TORRES DE SECADO DE BARBOTINA EN LA INDUSTRIA CERÁMICA	34
3.1. Simulación proceso de secado de barbotina.....	34
3.1.1. Etapa de combustión	34
3.1.2. Etapa de dilución.....	37
3.1.3. Etapa de secado	38
3.2. Validación de la simulación del proceso de secado de barbotina cerámica.....	40
3.3. Balance de masa, energía y exergía de torres secadoras de barbotina	42
3.3.1. Consideraciones para el balance de masa, energía y exergía.....	43
3.3.2. Balance de masa.....	43
3.3.3. Balance de energía	45
3.3.4. Balance de exergía	47
3.4. RESULTADOS	53
3.4.1. Resultados balance de masa.....	53
3.4.2. Resultados balance de energía	54
3.4.3. Resultados balance de exergía	55
CAPITULO 4	56
4. ANALISIS DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO EN EL APROVECHAMIENTO DE CALOR LATENTE Y SENSIBLE DE LOS GASES RESIDUALES DEL PROCESO DE SECADO DE BARBOTINA.	56
4.1. Fluidos de trabajo	56
4.1.1. Clasificación de los fluidos de trabajo	56
4.2. Preselección de los fluidos de trabajo	57
4.2.1. Criterio medioambiental	57
4.2.2. Seguridad	59
4.2.3. Temperatura crítica	59
4.3. SIMULACIÓN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC).....	60
4.3.1. Validación del ciclo Rankine orgánico	61
4.4. RESULTADOS	62

4.4.1. R134a como fluido de trabajo	63
4.4.2. R245fa como fluido de trabajo	68
4.5. GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA BAJO DIFERENTES TASAS DE SECADO.....	72
CAPITULO 5	75
5. ESTRUCTURA TERMoeCONÓMICA PARA EL ANÁLISIS DEL APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL MEDIANTE EL CICLO RANKINE ORGANICO	75
5.1. Matriz de incidencia	75
5.2. Balances de masa, energía y exergía mediante la matriz de incidencia	77
5.3. Costo exergético	80
5.3.1. Matriz económica.....	80
5.3.2. Vector de costos exergéticos definido	81
5.3.3. Balance de costos exergéticos.....	82
5.4. Costos termoeconómicos.....	86
5.4.1. Vector de costos fijos.....	86
5.4.2. Flujo de costos de operación y mantenimiento (ZOM)	86
5.4.3. Flujo de costos de inversión (ZI)	87
5.4.4. Vector de costos termoeconómicos definido ϕ	89
5.4.5. Balance de costos termoeconómicos	90
5.5. RESULTADOS	94
5.5.1. Resultados factor de destrucción de exergía relativa.....	94
5.5.2. Resultados costos exergoeconómicos	95
CAPITULO 6	104
6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	104
6.1. Conclusiones	104
6.2. Trabajos futuros	107

1.1. INTRODUCCIÓN

El uso de fuentes energéticas fósiles ha sido uno de los pilares para el desarrollo de la humanidad tal cual se conoce hoy en día y su empleo ha generado diversas consecuencias ambientales, económicas y sociales. Sumado al hecho de la inevitable escasez de dichas fuentes como es bien conocido hoy por hoy. Debido a esto, en la actualidad se trabaja en la búsqueda constante en la optimización de los sistemas energéticos que gobiernan los diferentes procesos productivos, logrando el ahorro de combustibles y por consiguiente un menor costo de producción específico, además de mitigar el impacto medioambiental generado. Así mismo la optimización de los sistemas energéticos se ha convertido es un aspecto muy importante en la competitividad y supervivencia de las empresas en el mercado.

Debido a la necesidad de reducción de costos de producción y por consiguiente de la optimización de los procesos, nace la termoeconomía como una rama de la ingeniería energética que busca el análisis de los sistemas térmicos, obteniendo resultados que no se podrían lograr mediante el uso de principios termodinámicos y económicos por separado, brindando así las herramientas necesarias para la correcta asignación de costos de las diferentes corrientes del proceso y productos finales de un sistema productivo, además del cálculo de costos de destrucción de exergía y pérdidas, de inversión inicial, operación y mantenimiento de las mejoras requeridas para la optimización del proceso comparado con los costos de exergía destruida, permitiendo así evaluar la viabilidad del proceso de optimización energética.

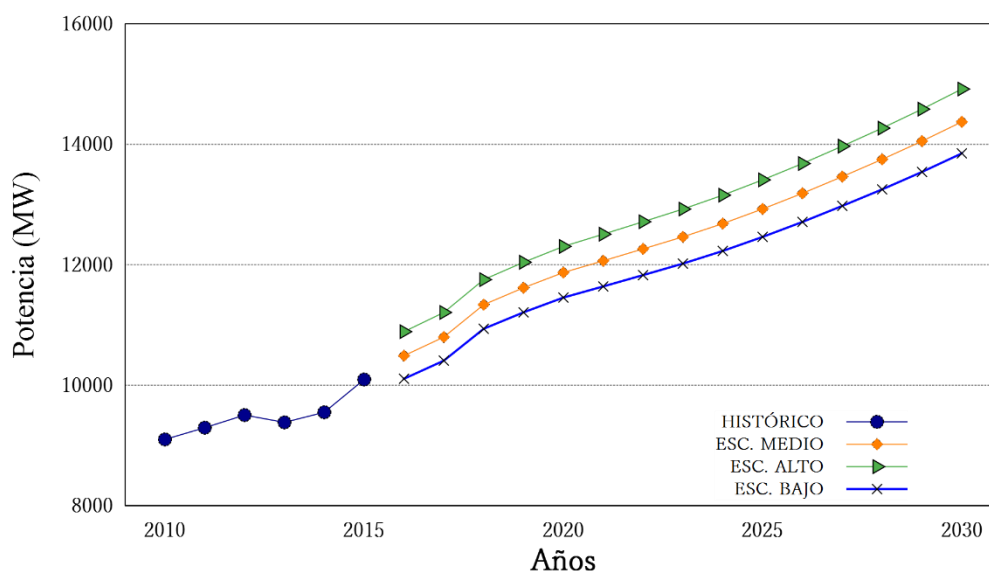
Por otro lado, acorde con la literatura, el proceso de secado de barbotina para producción de baldosas cerámicas, por ser un gran consumidor de energía térmica (Hader, Darabseh, & Alothman, 2011; Utlu, Hepbasli, & Turan, 2011; Utlu & Hepbaşlı, 2014), tiene un alto potencial para la optimización energética mediante el aprovechamiento de calor residual que a diferencia de los demás procesos térmicos de la planta de producción de cerámica, estos contienen una gran cantidad de vapor de agua, principalmente como resultado de la evaporación del agua presente en la barbotina, que a su vez se refleja como calor latente en los gases residuales de dicho proceso y por lo cual el presente trabajo se ha centrado en éste, ya que en la literatura no se han encontrado trabajos referentes al análisis termoeconómico de procesos, en donde el aprovechamiento de calor latente en esta magnitud sea muy importante para la generación de potencia eléctrica. Por consiguiente, en esta tesis de maestría se desarrolla un modelo termoeconómico del potencial técnico de recuperación de calor para generación de potencia eléctrica en el proceso de secado de barbotina cerámica, permitiendo evaluar desde el punto de vista de la termoeconomía la corriente de gases residuales del proceso de secado y la tecnología empleada para su aprovechamiento. Para tal fin en el presente trabajo se simula el proceso de secado, validándose con datos de la literatura para así realizar un análisis del mismo y obtener los balances de masa, energía y exergía del proceso y evaluando el potencial de trabajo útil que se puede obtener desde la corriente de gases residuales. A partir de la simulación se obtienen resultados de la composición, temperatura, presión, flujo másico, entalpía y entropía de las corrientes, las cuales son pieza fundamental en el análisis que se lleva a cabo, esto a su vez complementado con la evaluación de la tecnología

empleada para el aprovechamiento parcial de la energía que contienen los gases residuales para generación de potencia eléctrica empleando a la termoeconomía como herramienta base.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

A lo largo de los últimos años la demanda de recursos energéticos de origen fósil y energía eléctrica han aumentado considerablemente debido a la dinámica de la economía actual, confort para el ser humano y entre otros factores. De acuerdo a la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) y de acuerdo a su informe del periodo de 1994 a 2004, la máxima demanda de potencia eléctrica se presentó en el año 2003 con 8.257 MW (UPME, 2004). Para el periodo 2003 a 2008, la mayor demanda de potencia eléctrica se presentó en el año 2007 con 9.093 MW significando un 10% de aumento con respecto al año 2003 (UPME, 2008), mientras que para el periodo 2012 a 2016 la mayor demanda se presentó en el año 2015 con 10.095 MW representando un incremento del 11% con respecto al periodo anterior (UPME, 2016). De este modo, con base en el histórico de la demanda de dicho energético la UPME ha proyectado tres escenarios de demanda claramente identificados como se muestra en la figura 1, llegando a un punto máximo de 14.917 MW para el año 2030.

Figura 1. Proyección de demanda de potencia máxima MW/ año 2016-2030.

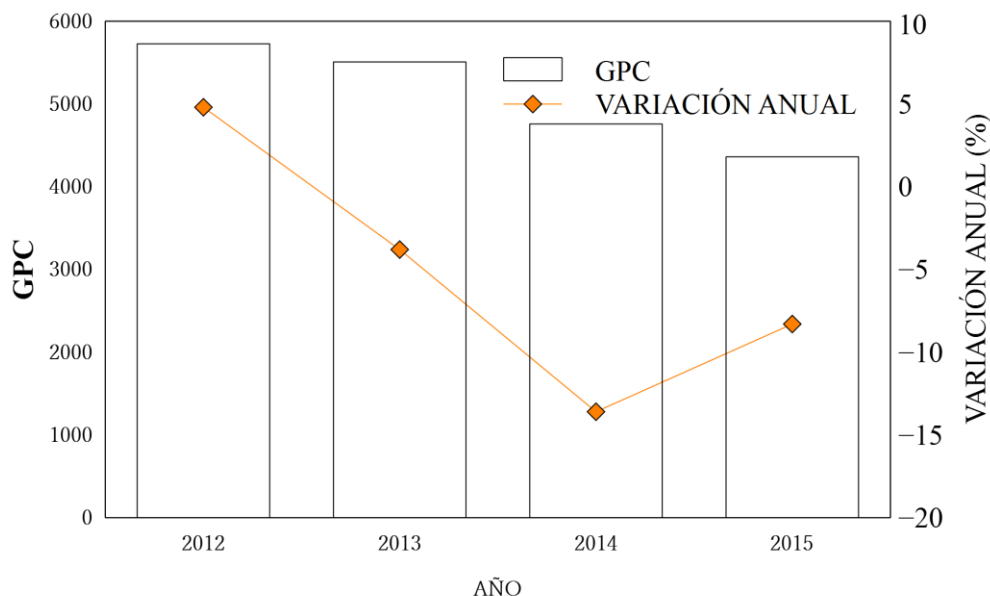


Fuente: Adaptado de UPME

Así mismo y de acuerdo con la UPME entre el año 2003 y el 2007 el consumo de Gas Natural pasó de los 7 billones a los 9 billones de metros cúbicos (UPME, 2008) y para el periodo de 2012 a 2016 el mayor consumo se presentó a comienzos del año 2014 con un tope de 1.046 GBTUD. Estas tendencias se presentan muy similarmente con otros energéticos tal como se puede observar en los diferentes informes estadísticos de la UPME (UPME, 2004) (UPME, 2008) (UPME, 2016) en donde claramente se puede observar el incremento en la demanda de los diferentes energéticos a lo largo de los últimos años, mientras que el caso contrario se presenta con las reservas

energéticas, las cuales han tendido a disminuir en los últimos tiempos. En la figura 2 se puede observar el caso de las reservas del Gas Natural que entre el periodo de 2012 a 2015 pasó de 5.726,7 a los 4.361 Giga Pies Cúbicos de reservas probadas de Gas Natural.

Figura 2. Reservas probadas de gas.



Fuente: UPME

Teniendo como referencia lo anterior, se puede decir que en términos generales mientras la demanda de los recursos energético aumenta, las reservas de los mismos han tendido a disminuir.

Por otro lado, centrándose en la participación del sector cerámico en cuanto a los consumos energéticos se puede mencionar que de acuerdo a la Asociación Nacional de Empresarios de Colombia (ANDI), este sector ha mostrado un alza en la demanda de energía a lo largo de los años, en donde su representación promedio en el total de la industria manufacturera entre los años 2010 y 2015 fue del 1.08%, presentándose el punto máximo en el año 2015 con 1.21%, esto a causa del aumento en las ventas de dichos productos, como es el caso de los revestimientos y pavimentos cerámicos que pasó de vender alrededor de los 63 millones de metros cuadrados en el año 2010 a alrededor de los 82 millones en el año 2015, lo que equivale a un incremento en las ventas del 30% en 5 años (ANDI, 2017). Estas tendencias además de la competitividad entre las industrias han influenciado a los sectores industriales a la mejora en la gestión de los recursos energéticos mediante la optimización de los procesos y por tanto la optimización de equipos y de instalaciones industriales y así poder ofrecer productos a un menor costo específico.

En la actualidad se pueden encontrar tanto en la literatura como en la industria el empleo de sistemas de cogeneración con el fin de mejorar la eficiencia de los equipos, como en el caso del aprovechamiento de gases residuales de medio y bajo grado mediante la implementación de Ciclos Rankine Orgánico los cuales pueden aprovechar parcialmente la energía que en dichos gases se

encuentre como en el caso de las turbinas de gas y otros equipos que en cuyo funcionamiento se generen gases residuales.

Específicamente el sector de producción cerámico siendo un gran consumidor de energía térmica, le apuesta a la mejora en la eficiencia en el consumo de sus recursos energéticos mediante su optimización, como puede ser visto en el trabajo de Bernardo et al. (Peris, Navarro-Esbrí, Molés, & Mota-Babiloni, 2015) en donde se realiza un estudio experimental sin de un Ciclo Rankine Orgánico para recuperación de calor de bajo grado en dicha industria, concretamente en la recuperación de los gases de escape de un horno de rodillos de la planta de producción en donde su principal componente es el calor sensible, así mismo se encuentran trabajos de aprovechamiento del calor sensible de los gases de escape de los hornos cerámicos para su aprovechamiento en otras etapas del proceso como en el secado del producto prensado (Monfort, Mezquita, Granel, & Vaquer, 2011; SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004). Se puede observar que la mayoría de estos trabajos no presentan un enfoque económico en donde se tenga en cuenta el costo de inversión inicial, operación y mantenimiento de los equipos utilizados para mejorar la eficiencia energética del proceso. Así mismo estos trabajos se centran básicamente en el aprovechamiento de calor sensible para generación de potencia eléctrica como en el caso de los hornos y poco o nada en cuanto al aprovechamiento de calor latente en gran magnitud para generación de potencia eléctrica como en el caso de los gases residuales del proceso de secado de barbotina, y menos aún investigaciones que combinen el análisis de sistemas de aprovechamiento de calor latente complementado con un enfoque termoeconómico. Por consiguiente, para el desarrollo de esta tesis de maestría se halla la oportunidad de analizar el aprovechamiento de calor latente y sensible presente en los gases residuales de las torres de secado de Barbotina cerámica teniendo en cuenta los factores económicos a que haya lugar. Para el desarrollo del mismo se emplea como herramienta base a la termoeconomía ya que esta se basa en el método de la exergía asegurando la universalidad del análisis de los procesos permitiendo medir objetivamente la pérdida de calidad de los procesos.

1.2.1. Pregunta de investigación

Los combustibles fósiles han sido el pilar para el desarrollo económico y social del mundo, representando alrededor del 80% de la demanda energética primaria mundial (Mohr, Wang, Ellem, Ward, & Giurco, 2015) (Naciones Unidas, 2014), la cual se ha venido acrecentando a lo largo de los años, pues se estima que para el 2050 se duplique si se mantienen las tendencias actuales de acuerdo a la ONU (ONU, 2018) y a la Agencia Internacional de Energía (AIE). Este hecho sumado a la existente incertidumbre en la disponibilidad de las reservas de combustibles fósiles, a las consecuencias medioambientales que su uso implica y a la activa competencia en el mercado entre grandes industrias consumidoras de recursos energéticos, surge la necesidad de optimizar el uso de la energía de la que disponemos.

Particularmente el proceso de secado de barbotina cerámica por ser un gran consumidor de energía térmica de acuerdo a la literatura y abarcando alrededor del 12% de la energía total consumida durante el proceso de producción de cerámica (Utlu et al., 2011), presenta un alto potencial para la optimización energética mediante el aprovechamiento del calor latente y sensible de los gases residuales para la generación de potencia eléctrica. De acuerdo a lo anterior, en la

presente tesis de maestría se busca dar respuesta a las siguientes preguntas de investigación ¿es viable técnica y económicamente la recuperación de calor residual del proceso de secado de Barbotina cerámica para la generación de electricidad? si lo anterior es posible ¿Cuál sería la escala de secado de barbotina cerámica óptima en donde el aprovechamiento de calor residual para la generación de potencia eléctrica sea técnica y económicamente viable, acorde con las restricciones tecnológicas y del proceso como el flujo másico y del costo de la tecnología empleada para tal fin, así como su mantenimiento y operación?

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General

Realizar un modelo termoeconómico para el análisis del potencial técnico de aprovechamiento de calor residual para generación de potencia eléctrica en el proceso de secado de Barbotina cerámica.

1.3.2. Objetivos Específicos

1. Establecer los balances de Masa, Energía y Exergía de torres secadoras usadas en la industria cerámica.
2. Realizar el análisis de la tecnología empleada (ORC) para la generación de potencia eléctrica a partir del aprovechamiento de calor latente y sensible de los gases residuales del proceso de secado de barbotina.
3. Establecer la estructura termoeconómica para el análisis del sistema de aprovechamiento de calor residual de las torres secadoras, encaminado a la generación de potencia eléctrica.
4. Evaluar con base en el modelo diferentes escalas de secado de barbotina cerámica, con el fin de encontrar los óptimos para el desempeño energético y económico del sistema de recuperación.

1.4. JUSTIFICACIÓN

Con el presente proyecto de investigación se pretende desarrollar un modelo termoeconómico que permita el análisis del aprovechamiento de calor latente y sensible contenido en los gases residuales de las torres secadoras de barbotina cerámica para generación de potencia eléctrica en sus diferentes escalas de secado. Para la generación de potencia eléctrica se analizará el ciclo Rankine Orgánico ya que, de acuerdo a la literatura, esta es una tecnología que ha mostrado resultados prometedores para fuentes de calor de medio y bajo grado (Öhman, 2012).

Se empleará como herramienta base a la termoeconomía debido a que esta emplea como principio básico, al método de la exergía o segundo principio de la termodinámica garantizando la universalidad en el análisis de los componentes y sobre todo midiendo objetivamente la pérdida de calidad del proceso (Torres & Valero, 2001), además de permitir la evaluación del costo de la exergía destruida en el proceso y compararla con los costos de los equipos o ajustes hechos para mejorar la eficiencia del proceso y así determinar la viabilidad de dicha mejora para la industria específica (Querol, Gonzalez-Reguer, & Perez-Benedito, 2013). Por otro lado con este método se tiene en cuenta la degradación de las fuentes de energía a lo largo de los procesos a que es sometida y establece la formación de costos de los productos con base en la exergía (Lozano & Valero, 1993) caso que no se presenta con los métodos tradicionales para el análisis de los sistemas energéticos que toman como base a la energía para su desarrollo.

Por otro lado, se puede observar que la mayoría de trabajos encontrados en la literatura en cuanto al aprovechamiento de calor residual para generación de potencia eléctrica, se realizan para procesos en donde el calor sensible es la principal fuente energética como se muestra en el trabajo de Saleh et al. (Saleh, Koglbauer, Wendland, & Fischer, 2007), el cual se fundamenta en la selección del fluido orgánico que mejor eficiencia prometa al ciclo para una determinada potencia de salida y así mismo el trabajo de Peris et al. (Peris et al., 2015) orientado precisamente al aprovechamiento de calor residual de los hornos cerámicos en el cual evalúan el rendimiento de un ciclo Rankine orgánico bajo condiciones industriales. En estos se puede apreciar que únicamente se basan en el potencial termodinámico del proceso sin brindar una visión general de su aplicabilidad a la industria teniendo en cuenta la viabilidad del proyecto y las restricciones técnicas a que haya lugar. Por consiguiente, con el presente trabajo de investigación se pretende aportar un modelo a seguir que permita realizar el análisis del aprovechamiento parcial de la energía de los gases residuales del secado de barbotina para generación de potencia eléctrica, los cuales contienen una cantidad considerable de calor latente y que como se puede observar, en la literatura revisada no se encuentran estudios en donde este tipo de gases residuales sean analizados en torno a la generación de potencia eléctrica desde el punto de vista de la termoeconomía.

1.5. MARCO TEÓRICO

1.5.1. Exergía

La exergía, utilidad termodinámica, disponibilidad o energía disponible como es referida por diferentes autores, es la propiedad que permite medir el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en un estado específico (Cengel & Boles, 2012). Así mismo es definida como el trabajo útil teórico máximo que se podría obtener por parte de un sistema por medio del intercambio de calor desde el mismo sistema hacia los alrededores, hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente de referencia (Jaluria, 2008). También se podría decir que la exergía es una medida de la energía disponible de un sistema, ésta generalmente no se conserva, lo que significa que se puede destruir. De acuerdo a (Jaluria, 2008) el principal propósito de los análisis de exergía es determinar dónde y cómo ocurren las pérdidas, permitiendo hacer un uso más eficiente de la energía, además de establecer un criterio estándar para determinar la calidad de las diferentes clases de energía disponibles (KOTAS, 1995).

1.5.2. Ambiente y estado de referencia

Para efectos de estudio de la exergía, el ambiente se considera como un gran medio en donde no hay cambios o gradientes de temperatura, presión, potencial químico o aquellos concernientes a la energía cinética y potencial, además se considera que no hay posibilidad de producción de trabajo debido a la interacción entre partes del ambiente. El ambiente o alrededores facilita un estado de referencia para evaluar la producción de trabajo que se pueda generar desde los diferentes sistemas bajo estudio hacia sus alrededores. Para los casos prácticos que se pueden estudiar en la tierra se puede considerar a los océanos, atmosfera o corteza terrestre como el ambiente de referencia para su análisis, en donde la interacción entre estos y los sistemas bajo estudio puede darse de mediante la interacción térmica, considerando al ambiente como un medio capaz de contener grandes cantidades de calor a temperatura T_0 sin presentar cambios significativos en su temperatura. La siguiente forma de interacción relevante para efectos del presente trabajo de investigación es la interacción química en donde se asume que el ambiente este compuesto por sustancias que están en equilibrio unas con otras y por consiguiente cuando un sistema abierto expulsa pequeñas cantidades de material de bajo potencial químico, el ambiente no sufre cambios considerables. Por medio de estos tipos de interacciones se establecen los niveles de referencia cero para la presión, temperatura y potencial químico cuando se estudia la exergía (KOTAS, 1995).

1.5.3. Estado del medio ambiente

Aquellas condiciones bajo las cuales se presenta equilibrio mecánico y térmico mediante la igualdad de temperatura y presión del sistema con los alrededores, se le denomina equilibrio restringido. Bajo estas condiciones generalmente no se presenta equilibrio químico con el ambiente y se le denomina estado medioambiental (KOTAS, 1995).

1.5.4. Estado muerto

Para aquellas condiciones en donde se presenta equilibrio mecánico, térmico y químico con los alrededores, se dice que el sistema está bajo condiciones de equilibrio no restringido. Bajo estas condiciones no se presentan cambios de estado a través de alguna forma de interacción por parte del sistema hacia el ambiente. Esto es conocido normalmente como el estado muerto (KOTAS, 1995).

Se ha establecido una temperatura $T_0 = 298.15 \text{ K}$ (25°C) denominada temperatura normal y una presión $p_0 = 1 \text{ atm}$ (1.013 bar) denominada presión normal para el estado de referencia o estado muerto ya que en la literatura la mayoría de propiedades termodinámicas se han tabulado con base en estas condiciones de temperatura y presión (Querol et al., 2013).

1.5.5. Exergía física

La exergía física se considera como la máxima cantidad de trabajo útil que se puede presentar cuando un corriente de una sustancia es llevado desde un estado genérico (T y p) hacia un estado medioambiental (T_0 y p_0) a través de procesos puramente físicos o en otras palabras presentándose solamente interacción térmica entre el sistema con el ambiente (KOTAS, 1995).

Sin considerar la energía cinética y potencial, la exergía física se puede calcular por medio de la ecuación 1, en donde h es la entalpía, s la entropía medidas en su estado genérico y ambiental (Querol et al., 2013).

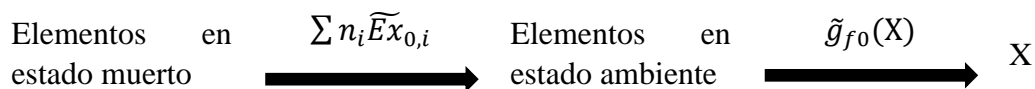
$$Ex_{ph} = [h(T, p) - h(T_0, p_0)] - T_0[s(T, p) - s(T_0, p_0)] \quad (1)$$

1.5.6. Exergía química

La exergía química es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener cuando una sustancia es llevada desde el estado ambiente hasta el estado muerto por medio de procesos químicos con reactantes y productos.

La exergía química de un compuesto será el mínimo trabajo necesario para formar a dicho compuesto a partir de sus componentes elementales o elementos en el estado muerto siguiendo el proceso mostrado en la figura 3. En donde $\tilde{g}_{f0}(X)$, $\tilde{E}x_{0,i}$ y n_i representan la energía libre de formación del compuesto, la exergía química de cada elemento en base molar, y los moles de cada elemento respectivamente, asumiendo que el estado ambiental está a las mismas condiciones que el estado muerto (Querol et al., 2013).

Figura 3. Proceso de formación de un compuesto a partir de sus elementos en estado muerto.



Fuente: Adaptado de (Querol et al., 2013)

En la ecuación 2 se muestra el total de la exergía química de un compuesto X.

$$\widetilde{Ex}_{ch}(X) = \sum n_i \widetilde{Ex}_{ch,i}(\text{elementos}) + \widetilde{g}_{f0}(X) \quad (2)$$

1.5.7. Exergía química de una corriente

La exergía química de una corriente se puede calcular una vez conocidas el total de las exergías de los componentes y su fracción molar de cada componente en dicha corriente. La exergía de los componentes de una corriente que están a las condiciones del ambiente de referencia estándar se encuentra tabuladas en la literatura y por consiguiente son de fácil acceso. La exergía química de una corriente se puede calcular por medio de la ecuación 3. En donde x_i y $\widetilde{Ex}_{ch,i}$ son la fracción molar y la exergía química de cada componente de la corriente. La exergía total de una corriente de materia se reduce simplemente a la suma de la exergía química y física de la misma, asumiendo nulas a la energía cinética y potencial (Querol et al., 2013).

$$\widetilde{Ex}_{ch} = \sum x_i \widetilde{Ex}_{ch,i} \quad (3)$$

1.5.8. Termoeconomía

Para dar forma al concepto de termoeconomía, se considera primero al concepto de economía como un sistema de intercambio de recursos, bienes y servicios y segundo, al propósito de la termodinámica como el de determinar el coste de los recursos consumidos en determinado proceso productivo a través de su segundo principio y por medio del concepto de exergía. Con lo anterior se evidencia una clara relación entre la economía y la termodinámica, naciendo así la termoeconomía, siendo esta una rama de la ingeniería energética que sienta las bases de una ciencia del ahorro energético y por medio de la cual se recogen modelos que tienen en cuenta el disponer de recursos energéticos limitados y así mismo del consumo de recursos debido a la degradación en su calidad a lo largo de los procesos productivos (Torres & Valero, 2001).

Por medio de la termoeconomía se logran resultados que no se podrían obtener por medio de principios termodinámicos y económicos por separado. Esta se fundamenta en la aplicación del segundo principio de la termodinámica y el concepto de la exergía siendo una poderosa herramienta para el cálculo de costes de los productos proporcionalmente a la exergía contenida en ellos y a la localización de irreversibilidades. Sobre todo, cuando en un mismo proceso se obtienen más de un producto (Querol et al., 2013; Torres & Valero, 2001).

Algunos de los objetivos de la termoeconomía de acuerdo a (Querol et al., 2013) son los siguientes:

- Cálculo del coste de todas las corrientes de un proceso.
- Evaluación de costes de destrucción de exergía y pérdidas.
- Optimización de cada componente de un sistema y del sistema como un todo.
- Reducción de los recursos consumidos o incremento de los productos obtenidos bajo un determinado consumo de recursos.

1.5.8.1. Teoría estructural de la termoeconomía

El desarrollo de un análisis Termoeconómico requiere de la definición del modelo físico del sistema, consistiendo de las ecuaciones que relacionan las variables termodinámicas entre los flujos y equipos o subsistemas de la planta y de la definición del modelo económico, consistiendo de las ecuaciones con las que se calculan los costes del sistema (Serra, 1994). Así mismo para alcanzar el planteamiento de dichos modelos, se debe organizar la información relacionada con la estructura física de la planta y del mismo modo definir su estructura productiva teniendo en cuenta la función productiva de cada uno de los subsistemas o equipos que la conforman (Serra, 1994) y es aquí en donde la teoría estructural de la termoeconomía juega un papel importante. Dicha teoría es a su vez de carácter general ya que incluye otras representaciones termoeconómicas como la Teoría del Coste Exergético, además de contener un formalismo matemático válido para las teorías termoeconómicas antes mencionadas siempre y cuando se cumplan las siguientes premisas:

- Todo sistema se representa matemáticamente por medio de una matriz de incidencia (Serra, 1994).
- Los flujos se deben caracterizar por medio de una magnitud extensiva Serra, 1994).
- Cada subsistema o en su defecto equipo tiene un comportamiento definido a través de ecuaciones características que relaciones sus flujos de entradas y salidas (Serra, 1994)
- La ecuación característica es una función homogénea de grado uno con respecto a las magnitudes extensivas que caracterizan a los flujos de salida (Serra, 1994).

1.5.8.2. Teoría de coste exergético

La teoría de coste exergético es una técnica netamente numérica que busca repercutir los recursos empleados por un componente a los productos generados por este, empleando como unidad de medida a la exergía. Siendo el costo de dichos productos proporcional a su exergía (Torres & Valero, 2001). Esta es una teoría de contabilidad que permite establecer el costo de todos los flujos de un sistema en donde sus límites y componentes están definidos. La TCE debe cumplir con las premisas de la teoría estructural de la termoeconomía (Serra, 1994).

De acuerdo a (Torres & Valero, 2001) para aplicar la teoría del coste exergético se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Definición de los límites del sistema bajo estudio y los costes de los recursos de entrada, los cuales son relativos al sistema.
- De acuerdo a la información que se dispone, se determina el nivel de agregación, el cual proporciona el desglose de la irreversibilidad total del proceso productivo entre sus componentes.
- La eficiencia indica el nivel de calidad de los componentes del sistema donde se localizan las irreversibilidades.

1.5.8.3. **Fuel y Producto**

Toda instalación está diseñada para obtener unos productos bien definidos y para ello se requiere del consumo de recursos. Todos estos recursos y productos constituidos por materia y energía, para efectos de la teoría de costo exergético se medirán con base en la exergía por las razones que en páginas anteriores se han expresado.

Se define como Fuel a la exergía de los recursos consumidos y a los Productos como la exergía de los bienes generados por un componente (Serra, 1994).

A continuación, se muestran las consideraciones a tener en cuenta para la definición de Fuel y Producto de un sistema productivo de acuerdo a (Torres & Valero, 2001):

- Todos los flujos que entran o salen de un componente deben estar dentro de la definición fuel o producto, solo una vez, bien sea como fuel, producto o pérdida.
- Cada flujo debe tener un valor en función de la exergía que contiene, mayor o igual que cero.
- El balance de exergía de cada componente debe poder escribirse como: $F - P - L = I > 0$, lo que representa que la exergía de los recursos entrantes a un componte, menos la exergía de los productos resultantes, menos la exergía de las pérdidas que incurren en el proceso, es igual a la exergía destruida, la cual debe ser mayor que cero.

1.5.8.4. **Coste exergético**

Para un sistema con sus límites definidos, nivel de agregación y propósitos definidos se denota el coste de un flujo como B^* , el coste de un Fuel o recurso como F^* y el coste de un producto como P^* esto en términos de exergía cumpliendo las siguientes proposiciones de acuerdo a (Torres & Valero, 2001):

- El coste exergéticos de los flujos depende del coste de los recursos de entrada al sistema y en ausencia de asignaciones externas, este coste es igual a su exergía, siendo su coste exergético unitario igual a uno.
- El coste del producto de un componente es igual al coste de los recursos entrantes a dicho componente, siendo $B^* = P^*$.
- Si el producto de un componente este compuesto por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo coste exergético unitario. Por consiguiente, el coste exergético de cada flujo de producto será proporcional a su exergía.

El coste exergético unitario de un flujo es el coste exergético por unidad de exergía del flujo, como se muestra en la ecuación 4.

$$k_i^* = B_i^*/B_i \quad (4)$$

1.5.8.5. Coste exergoeconómico y termoeconómico

La formación del coste económico de los flujos internos y de los productos en un sistema energético está relacionado tanto con la eficiencia termodinámica del proceso como con los costes de amortización y mantenimiento de los equipos.

Se define el coste exergoeconómico o termoeconómico de un flujo teniendo en cuenta dos aspectos, el primero es el coste monetario de los flujos de exergía entrantes al sistema y segundo el costo de capital de quipos, operación y mantenimiento. Se puede decir que la definición del coste termoeconómico es la suma de esas dos contribuciones.

Se plantea el balance de costes termoeconómico o exergoeconómico para un equipo o componente de acuerdo a la ecuación 5:

$$\prod F = Z + \prod P \quad (5)$$

En donde $\prod F$ representa el coste exergoeconómico de los flujos correspondientes al fuel o recursos, $\prod P$, los costos exergoeconómicos correspondientes a los flujos de producto y Z a todos aquellos factores de producción no energéticos.

1.5.8.6. Nivel de agregación

Cualquier planta o sistema productivo bajo estudio se compone de subsistemas y flujos que se relacionan entre ellos mismos y con los alrededores del sistema. Cuando se quiere representar la planta o sistema productivo mediante la matriz de incidencia para efecto del análisis termoeconómico, se pueden considerar varios equipos físicos como un sólo componente en dicha matriz, de acuerdo a la información que se disponga y siempre que esto no distorsione en gran medida los resultados del análisis. A esto se le llama nivel de agregación y por consiguiente entre más equipos se consideren como un único componente en la matriz de incidencia, se dice que el nivel de agregación aumenta y si por el contrario estos componentes se dividen, se dice que el nivel de agregación disminuye. Algunos autores también emplean el termino desagregar, refiriéndose en sentido contrario a lo expuesto en esta definición (Lozano, Valero, & Guallar, 1989).

1.5.9. Proceso de producción de baldosas cerámicas

En presente modelo termoeconómico se realizará sobre el proceso de secado de barbotina cerámica y por consiguiente se darán algunos conceptos básicos relacionados con el proceso.

El proceso de producción de cerámica se caracteriza por ser un potencial consumidor de energía eléctrica y térmica. Representando el consumo térmico alrededor del 92% y el consumo eléctrico el 8% del consumo total de la planta de producción (Monfort et al., 2012, 2011).

A continuación, se describe de forma general y en el orden de producción, el proceso de elaboración de baldosas cerámicas haciendo una descripción más detallada en el proceso de secado de barbotina.

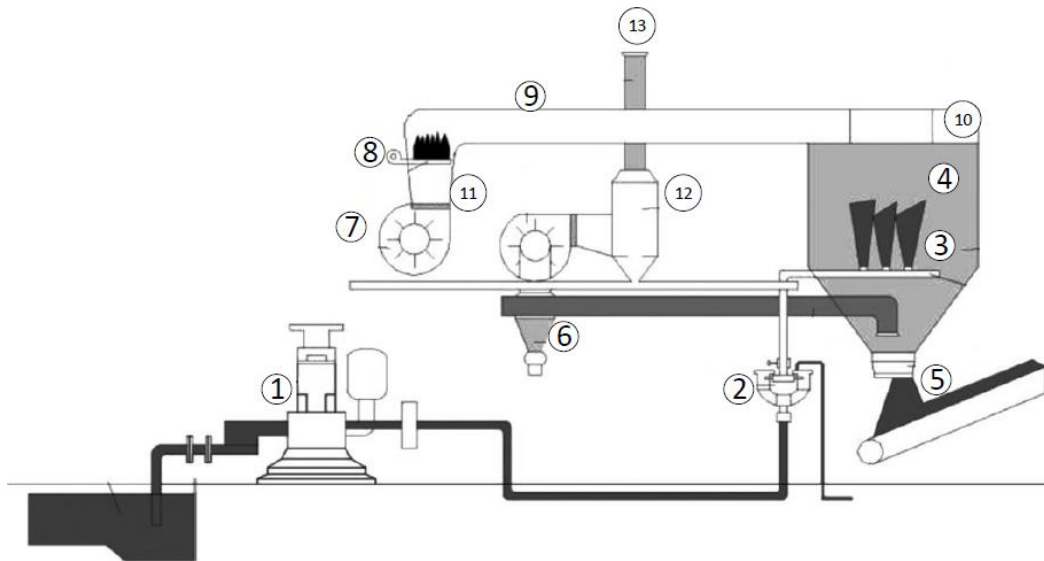
1.5.9.1. Molienda

Seguido de la selección de las materias primas constituidas principalmente por Arcillas y Feldespatos se procede a la molienda de la misma con el objetivo de obtener un material con un determinado diámetro de partícula y una distribución granulométrica adecuada (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004) para el producto que se quiere obtener, dando como resultado una suspensión acuosa con un porcentaje de agua que varía entre 30 y 36 por ciento (Sacmi Imola SC, 2014), comúnmente denominado Barbotina, refiriéndose estrictamente al proceso de producción en húmedo. La barbotina presenta una temperatura entre los 20°C y 70°C debido a los efectos de molienda.

1.5.9.2. Secado de barbotina cerámica por atomización.

En la industria cerámica se han constituido los atomizadores de corrientes mixtas en don la corriente de aire caliente desciende y la nebulización de la barbotina es orientada hacia arriba, permitiendo un alto rendimiento en el intercambio térmico del proceso.

Figura 4. Esquema torre de secado y dispositivos complementarios.



Fuente: Adaptado de (Utlu et al., 2011).

Teniendo como referencia la figura 4, se describe el ciclo de secado de barbotina cerámica como sigue: la barbotina es bombeada a presión constante por medio de la bomba (1) que generalmente trabaja en el orden de los 22 a 28 bar en función de las características de la barbotina, pasando a través de los filtros (2) en donde se le remueve de la barbotina cualquier tipo de impureza para luego pasar por el anillo distribuidor (3) dotado de toberas de pulverización dentro de la torre de secado (4). Aquí la barbotina pulverizada y orientada en dirección ascendente en la torre de secado entra en contacto con el aire caliente que es proporcionado por un quemador en vena de aire que generalmente trabajan con gas natural o con GLP (8) y por un ventilador (7) de succión de aire que diluye los gases de escape del quemador, llevándolos a una temperatura que oscila

entre los 550°C y 650°C para entrar a la torre de secado (4). El flujo másico de aire de dilución depende del flujo de barbotina y así mismo del flujo de combustible y exceso de aire de combustión.

El aire es transportado por medio del conducto (9) para llegar al distribuidor anular (10) el cual pone al aire caliente en rotación para luego entrar en contacto directo con la barbotina nebulizada dentro de la torre de secado. El polvo o pasta resultante sale por medio de la válvula de retención (5) para ser trasladada por la cinta transportadora.

Por medio del ventilador principal (12) se aspira el aire residual producto del proceso de secado para luego pasar por los ciclones (6) en donde separa el polvo suspendido en el aire y luego pasa por la unidad de depuración en húmedo (11) en donde también se separa parte del polvo suspendido en el aire. Esta unidad de depuración en húmedo es opcional y por consiguiente no todos los atomizadores disponen de ella. Finalmente, el aire expulsado sale por la chimenea (13) (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004).

En la tabla 1 se presentan algunas de las condiciones de trabajo del atomizador.

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento del atomizador.

Parámetros de funcionamiento del atomizador		
Temperatura de barbotina a la entrada del atomizador		20 - 70 °C
Presión de bombeo de barbotina hacia la torre de secado		20- 28 bar
Temperatura de aire caliente a la entrada de la torre de secado		550 – 650 °C
Temperatura del semielaborado (polvo seco)		40 - 70 °C
Temperatura del aire dirigido hacía los ciclones separadores		80 -120 °C
Temperatura de salida de humos por la chimenea	Con unidad depuradora	60 -80 °C
	Sin unidad depuradora	80 – 120 °C
Presión de los humos a la salida de la chimenea		10 - 15 bar
Humedad del semielaborado (polvo seco)		4 -7 %
Humedad de la barbotina a la entrada del atomizador		30 – 36%

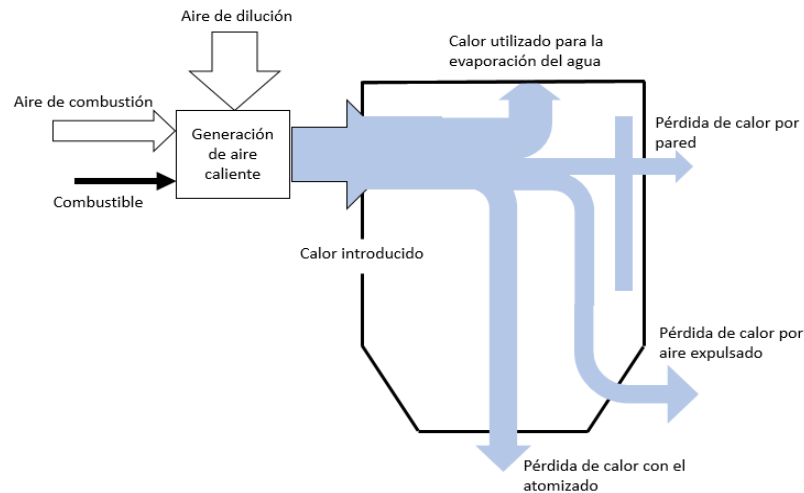
Fuente: (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004; Utlu et al., 2011; Utlu & Hepbaşlı, 2014)

En la figura 5 se muestra el balance térmico del atomizador para secado de barbotina en donde se observa que alrededor de la mitad del calor entrante a la torre de secado es empleado para el secado del agua contenida en la barbotina, el resto se dispersa al ambiente por medio de las paredes, con el aire expulsado y por el polvo seco o producto del secado.

1.5.9.3. Prensado

En esta etapa del proceso productivo se procede a la compactación del polvo semiseco obtenido del secado por atomización. Aquí se da lugar a la conformación del producto cerámico dándole una geometría específica, con unas características mecánicas determinadas (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004).

Figura 5. Balance térmico del atomizador.



Fuente: Adaptado de (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004)

1.5.9.4. Secado

En esta etapa el semielaborado con su forma geométrica definida entra con una humedad dependiente de los parámetros fijados en el proceso de secado por atomización (4 a 7%) y es reducida a una humedad de alrededor del 1% (Utlu et al., 2011).

1.5.9.5. Aplicación de esmaltes y decoración

Después del secado de la etapa anterior, el semielaborado está listo para la aplicación de esmalte para su respectiva decoración dependiendo de los pedidos (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004).

1.5.9.6. Cocción

La cocción es la etapa final del proceso de producción de baldosas cerámicas. En esta sección el producto adquiere sus características finales como el color, brillo y resistencia mecánica. Seguido de la cocción el producto se somete a un proceso de calidad y clasificación del mismo para luego ser almacenado y distribuido (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004).

1.6. ESTADO DEL ARTE

El objetivo del presente trabajo de investigación, es desarrollar un modelo termoeconómico que permita realizar el análisis del potencial de aprovechamiento de los gases residuales del secado de barbotina cerámica para la generación de potencia eléctrica mediante la implementación del Ciclo Rankine Orgánico, en donde el calor latente contenido en los gases residuales se presenta en gran proporción.

En torno al aprovechamiento de calor latente para la generación de potencia eléctrica, se puede evidenciar que se encuentran muy pocos trabajos en torno a este tema. Dentro de la literatura revisada se puede destacar el trabajo de Yulong Zhao et al.,(Zhao, Wang, Ge, Li, Liang, et al., 2018) el cual presenta un modelo matemático de un generador termoeléctrico para el aprovechamiento de calor latente de gases de combustión. Los autores estudian el efecto del porcentaje de vapor de agua sobre el desempeño en la generación de potencia eléctrica, mostrando puntualmente que para un incremento en el porcentaje de vapor de agua en los gases de combustión del 10% al 30% se obtuvo una mejora en la potencia de salida de 9.7 W a 42.8 W, significando un aumento de 4.4 veces con respecto a la potencia inicial. Así mismo los autores mencionan un mejoramiento del coeficiente de transferencia de calor entre los gases de combustión y el módulo empleado para la recuperación del calor latente y por otro lado también reportan un significativo aumento en el área de transferencia de calor para alcanzar el punto de rocío de los gases de combustión. Por otro lado, el mismo autor presenta un análisis energético y exergético de la recuperación de calor latente presente en los gases de combustión de calderas en donde por medio de un proceso de humidificación de los gases de combustión mejoran la eficiencia en la generación de potencia eléctrica mostrando que la eficiencia energética y exergética mejoran cuando el vapor de agua contenido en los gases es condensado, al mismo tiempo que el área de transferencia de calor se incrementa. También se muestra que la mayor destrucción de exergía se presenta en la humidificación de los gases de combustión (Zhao, Wang, Ge, Li, & Yang, 2018). En lo anterior se puede observar que ambos estudios no presentan un análisis económico ni de restricciones técnicas que puedan evidenciar la viabilidad en la implementación de dichos procesos en cuanto al aprovechamiento de calor latente.

Dado que para el desarrollo del presente trabajo se emplea como potencial herramienta a la termoeconomía, en esta sección se presentan también los principales trabajos que se han llevado a cabo en los últimos años correspondientes a esta rama de la ingeniería energética. Posteriormente se presenta la evolución de estos trabajos a lo largo de los años, así como sus principales autores.

Hasta la actualidad se han desarrollado varias metodologías, tomando como base común las teorías de coste exergético y teoría termoeconómica funcional con el propósito de cuantificar en términos de Exergía y de capital, los costes de los diferentes flujos que pueden intervenir en un sistema o entre los componentes del mismo, como se muestra a continuación.

(Frangopoulos, 1987) muestra la formulación general del Análisis Funcional Termoeconómico y optimización (AFT y O), ilustrándola con algunos ejemplos y el orden a seguir al implementar dicha teoría, en donde primero se identifican las funciones del sistema, como un todo y con cada unidad individual. Seguidamente se construye el diagrama funcional del sistema

y por último la formulación del problema de optimización. Similarmente (Lozano & Valero, 1993) presentan una metodología en donde se vincula la termodinámica con la economía, pero esta vez tomando como base a la teoría del coste exergético y en donde se muestra como resultado un riguroso proceso de cálculo de los costos de todas las corrientes del proceso en un sistema basado en la matriz de costos A. Así mismo (Valero, Lozano, Serra, & Torres, 1994) presentan un procedimiento de optimización usando la teoría de coste exergético y la exergoeconomía (termoeconomía) simbólica aplicado a una planta de cogeneración de sistema CGAM, logrando como resultado su diseño óptimo (temperaturas, presiones, eficiencias, etc.) y el coste de Fuel y producto de cada subsistema junto con ciertas variables estructurales, permitiendo estimar el impacto de las modificaciones en la eficiencia de los componentes sobre el consumo de Fuel.

Por otro lado (Hua, Chen, & Wang, 1997) presentan un nuevo enfoque aplicado a este mismo sistema CGAM, en donde los autores descomponen el sistema completo en subsistemas dando lugar al método de subsistema binario para obtener un problema de optimización manejable. Los resultados óptimos obtenidos muestran que el método es adecuado para sistemas energéticos complejos. Similar al caso anterior (Uche, Serra, & Valero, 2001) presentan una metodología para la optimización global de todo un sistema, basado en la optimización local de diferentes componentes del sistema. Aplicado concretamente sobre una planta de desalinización de agua y generación de potencia, obteniendo un ahorro aproximado del 11% del costo total en condiciones de operación nominal. Los autores destacan que la metodología presentada no tiene problemas de convergencia al exceder el límite de 5 variables de diseño como se presenta en los métodos convencionales de optimización.

Por otra parte, hablando de las metodologías en torno a la termoeconomía como LIFO Y AVCO, por sus siglas en inglés, (Erlach, Serra, & Valero, 1999) destacan que estas pueden ser representadas desde la teoría estructural de la termoeconomía ya que todos estos modelos pueden ser linealizados. De acuerdo a esta referencia los autores proponen a la teoría estructural como norma para todas las metodologías termoeconómicas, contabilidad de costos y así como la optimización, usando funciones homogéneas de primer grado en los modelos termoeconómicos. Los autores destacan que, al usar un formalismo matemático común para todas las metodologías, se obtiene una base común de comparación, lo cual es de mucha importancia al trabajar en sistemas térmicos reales. Adicionalmente (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006) presentan una metodología basada en el Costo Exergético Específico – SPECO por sus siglas en inglés, definiendo el Fuel y Producto de acuerdo a un proceso sistemático, relacionando las corrientes exergéticas que entran y salen de un componente y el cálculo de costos, mediante principios básicos de economía. En particular el trabajo muestra cómo obtener información detallada de la eficiencia exergética usando diferentes formas de Exergía como la térmica, mecánica y química y mediante esto conducir a la evaluación de los costos de todas las corrientes de exergía entrantes y salientes de un componente del sistema general.

Como se puede observar, los trabajos descritos hasta ahora tratan acerca de análisis termoeconómicos que en su mayoría se realizan sobre plantas de generación de potencia, plantas de doble propósito como la generación de potencia y desalinización de agua y de metodologías termoeconómicas en sistemas térmicos en general.

Hablando específicamente del sector de baldosas cerámica (Dincer & Sahin, 2004) presentan una metodología para el análisis termodinámico para el proceso de secado, el cual es el objeto de estudio de la presente tesis de maestría. Los autores concluyen que dicho modelo es una herramienta importante para el diseño y optimización en el proceso de secado. Por otro lado (Utlu et al., 2011) analizan una planta de cerámica en Izmir Turquía, obteniendo importantes resultados en cuanto a valores de destrucción de exergía y eficiencia para cada componente del sistema y en donde concluyen un importante potencial de mejora en la eficiencia exergética. Similarmente (Utlu & Hepbaşlı, 2014) realizan un análisis a la planta de producción estudiada en la referencia anterior, enfocándose en la proporción de pérdida termodinámica y los costos de capital, encontrando resultados alrededor de 53.38 y 135.83 MW/\$. Por otro lado (Peris et al., 2015) realiza un estudio de la aplicación experimental de un Ciclo Rankine Orgánico, recuperando gases residuales de un horno de la planta de producción para generación de potencia eléctrica. De los resultados obtenidos, los autores concluyen que se llegaría ahorrar alrededor de 237 MWh de energía primaria y evitar enviar cerca de 31 toneladas por año de emisiones de CO₂ a la atmósfera. El estudio de factibilidad muestra que el tiempo de recuperación de la inversión sería de 4.63 años.

Como se puede observar, los trabajos anteriormente analizados, han abordado el análisis termoeconómico de sistemas en general y en algunos casos aplicados específicamente a las plantas de producción de potencia eléctrica, así como diferentes metodologías para análisis de estos. Ya en el sector de producción de baldosas cerámicas se han hecho análisis del potencial de ahorro energético en los diferentes componentes térmicos que componen la línea de producción desde el punto de vista de la termodinámica. De lo anterior se puede apreciar la ausencia de registros concretos sobre trabajos referentes al análisis del proceso de recuperación de calor residual del secado de barbotina cerámica para generación de potencia eléctrica empleando como herramienta fundamental a la termoeconomía.

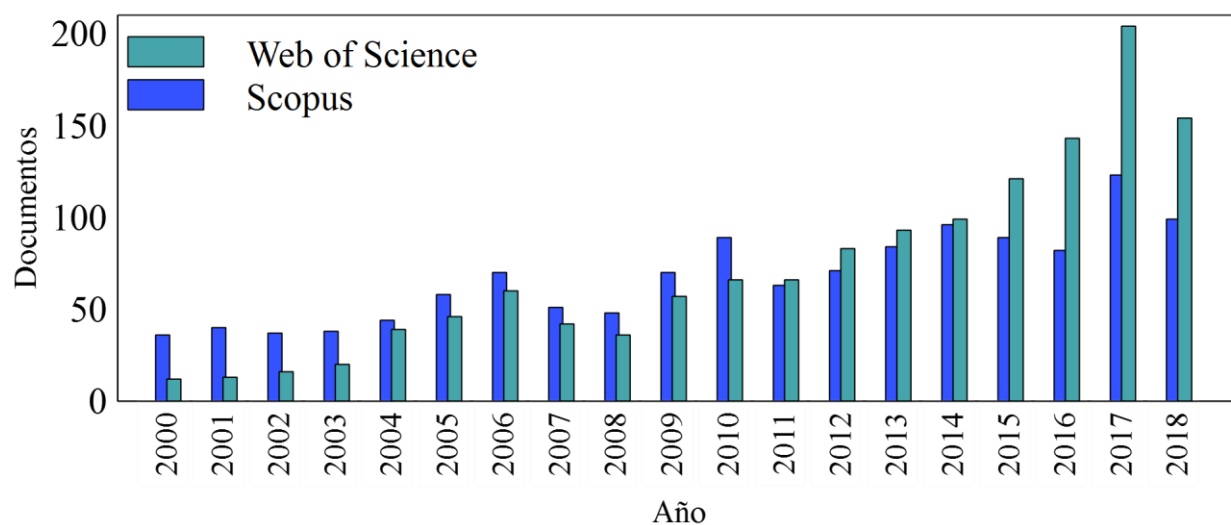
1.6.1. Tendencia de resultados publicados referente a investigaciones en termoeconomía

A continuación, se muestra mediante gráficas, los autores más destacados en el tema de la termoeconomía. En la figura 6 se muestra el número de documentos a lo largo de los últimos 18 años tanto en Web of Science como en Scopus. Se observa que hasta el año 2010 Scopus mantenía un mayor número de documentos por años que Web of Science, mientras que el caso contrario sucede a partir del año 2011 en adelante, en donde Web of Science sobresale notablemente en cuanto a cantidad de documentos.

Adicionalmente en la figura 7 y figura 8 se muestran la cantidad de documentos por autor, tanto de Web of Science como en Scopus referentes al tema de termoeconomía, encontrando como los principales contribuyentes en este tema a Antonio Valero de la Universidad de Zaragoza, España, Aristide Fausto Massardo de la Università degli Studi di Genova en Genova, Italia y a Vittorio Verda del departamento de energía del politécnico di Torino en Turin, Italia.

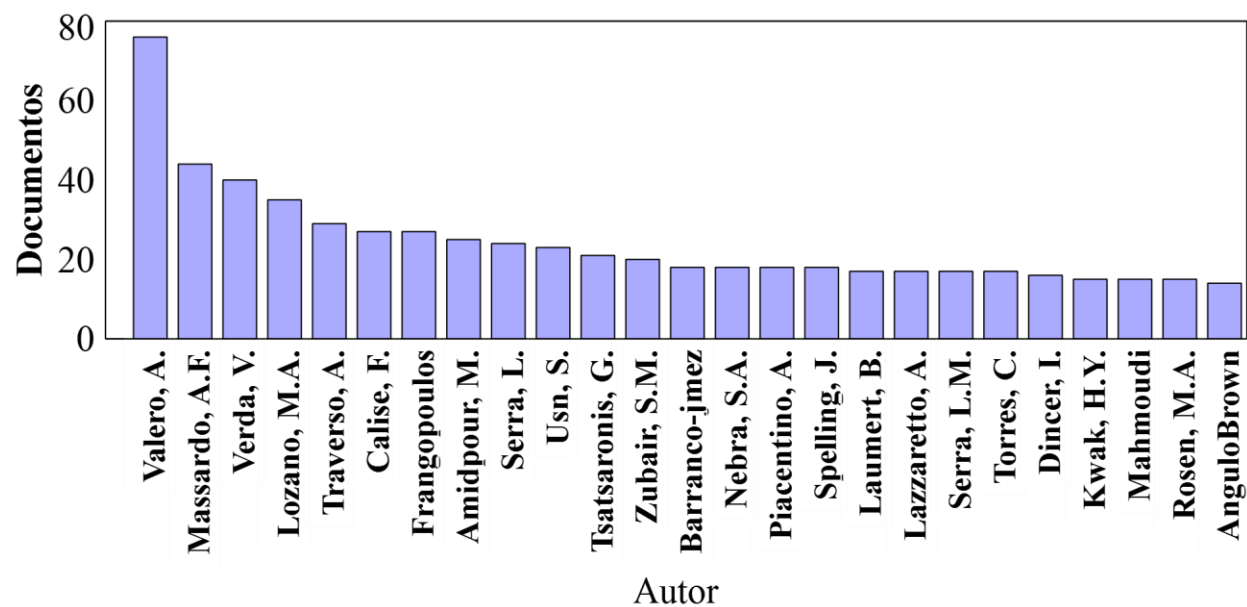
En la figura 9 se muestran los autores con mayor número de citas, entre los que se encuentra Antonio Valero, Aristide Fausto Massardo, entre otros.

Figura 6. Documentos por año.



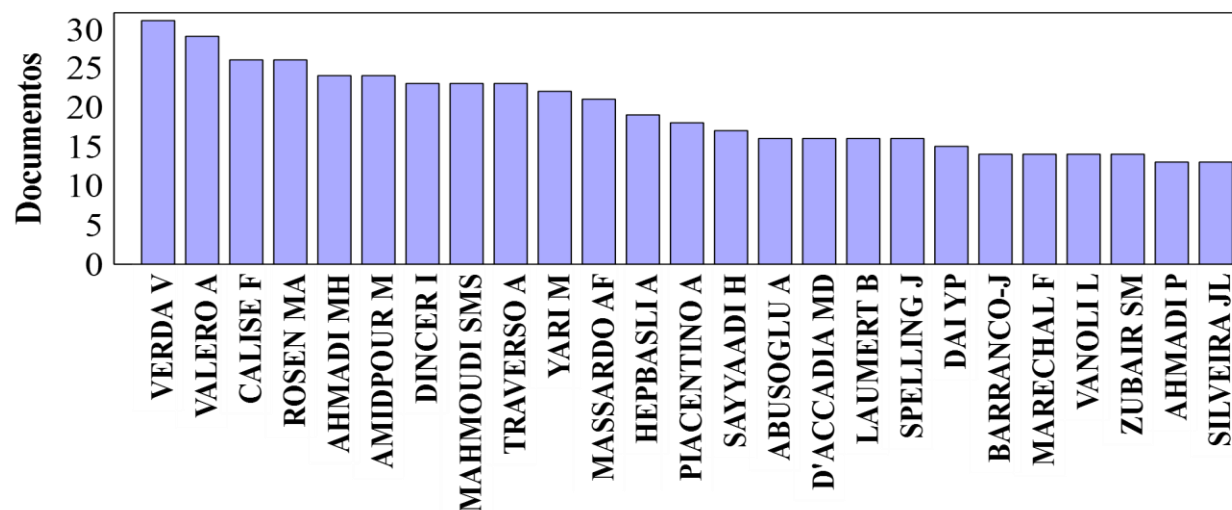
Fuente: Autor

Figura 7: Documentos por autor, Scopus.



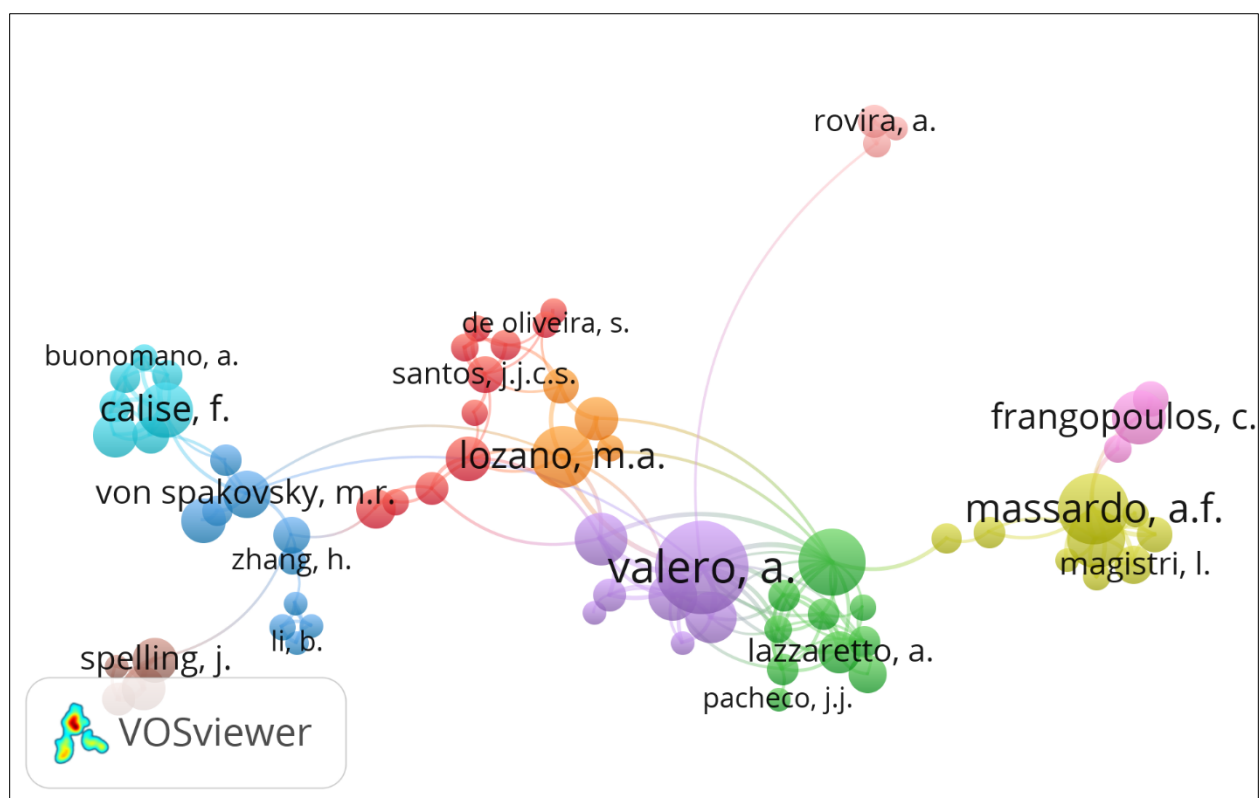
Fuente: Autor

Figura 8. Documentos por autor, Web of Science.



Fuente: Autor

Figura 9. Autores con mayor número de citas.



Fuente: Autor

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1. Descripción general

Como se ha mencionado anteriormente el propósito de la presente tesis de maestría se fundamenta en evaluar la generación de potencia eléctrica a partir de los gases de desecho del proceso de secado de barbotina en la industria cerámica, utilizando como tecnología al ciclo Rankine orgánico y teniendo en cuenta los factores económicos pertinentes, empleando como herramienta base a la termoeconomía para su análisis. Por consiguiente, con la metodología propuesta se pretende alcanzar dicho fin y dar respuesta a las preguntas de investigación formuladas en este trabajo.

En primera medida se parte con la revisión en la literatura acerca de las teorías de la termoeconomía como la teoría del coste exergético y la teoría estructural de la termoeconomía. Seguidamente se procede con la simulación del proceso de secado de barbotina cerámica y la generación de potencia eléctrica por medio del software Aspen Plus, validándose con datos de la literatura. Con la simulación del proceso se permite la evaluación del balance de masa, energía y exergía de las torres secadoras en general bajo las diferentes escalas de secado que se pueden encontrar en la industria y con el fin de obtener bajo cierta certeza resultados del flujo másico, temperatura, presión y composición de los gases residuales expedidos de las torres de secado y así evaluar la generación de potencia eléctrica que se puede generar en determinada escala de secado.

El siguiente paso se fundamenta en el análisis de los diferentes tipos de ciclos Rankine orgánicos para el caso concreto del aprovechamiento de gases residuales para el caso de estudio en donde se evaluará diferentes fluidos de trabajo teniendo en cuenta factores de seguridad, medio ambiente, eficiencia del ciclo, área de transferencia de calor tanto en el recuperador de calor como en el condensador y la potencia generada bajo condiciones óptimas de operación.

Seguidamente se procede al desarrollo del cálculo de los costos termoeconómicos y su evaluación en diferentes escalas de secado con el fin de analizar la viabilidad del proceso.

A continuación, se presentan las etapas de la metodología desarrollada en la presente tesis de maestría:

Fase 1. Compilación y estructuración de la información.

En esta primera etapa se llevará a cabo una búsqueda y análisis de información como el proceso de secado de barbotina cerámica, la identificación de los principales equipos empleados y sus condiciones operacionales. Además, se analizarán las diferentes teorías desarrolladas en relación a la termoeconomía como la teoría de costo exergético y la teoría estructural. Por otra parte, se analizarán diferentes trabajos en torno a la recuperación de calor residual, tanto en la industria cerámica como en otras industrias.

Fase 2. Balances de masa, energía y exergía de torres secadoras usadas en la industria cerámica.

Se llevará a cabo un análisis del proceso de secado de barbotina cerámica y de los equipos empleados para tal fin, se identificarán las principales corrientes del proceso y posteriormente se

realizará la simulación del secado de Barbotina mediante el software Aspen Plus, validándose mediante fuentes de la literatura. Con lo anterior se obtendrán los datos termodinámicos necesarios para establecer los balances de masa, energía y exergía de la torre secadora. Adicionalmente se analizará el efecto de la capacidad de secado de la torre secadora sobre el flujo másico, temperatura, presión y composición de los gases residuales, los cuales serán empleados como fuente de energía en el sistema de generación de potencia.

Fase 3. Análisis de las tecnologías actuales empleadas para el aprovechamiento de calor residual, orientada a la generación de potencia eléctrica.

En esta etapa se realizará un estado del arte de los diferentes tipos de ORC empleados en el aprovechamiento de calor residual para generación de potencia eléctrica, esto con el fin de identificar sus principales parámetros operacionales, principios de funcionamiento, estructura física y los fluidos de trabajo con los que comúnmente operan y así identificar cuáles de ellos son potencialmente adecuados para las condiciones técnicas a las que el sistema bajo estudio está sujeto, además de considerar efectos ambientales en el empleo de los mismos.

Fase 4. Proceso de formación de costos exergo-económicos (termoeconómicos) para el sistema de aprovechamiento de calor residual de las torres secadoras, encaminado a la generación de electricidad.

Con base en la fase anterior, se eligen las mejores opciones tecnológicas para generación de potencia eléctrica a implementar, que se ajusten a las restricciones o condiciones de los gases residuales del proceso de secado. Seguidamente se procede en la representación de la estructura física del sistema completo de aprovechamiento de calor residual por medio de la matriz de incidencia, fijando los límites del sistema y nivel de agregación adecuado. Con el software Aspen Plus se procede con la simulación del proceso de recuperación de calor residual por medio del sistema seleccionado, el cual será validado con datos de la literatura. Gracias a los resultados de la simulación se obtendrán las propiedades termodinámicas de las diferentes corrientes y así proceder al desarrollo del cálculo de los valores de exergía para posteriormente determinar los balances de masa, energía y exergía del sistema. Seguidamente se desarrollará el proceso de formación de costos exergéticos, para lo cual se identificarán los recursos necesarios para generar los productos, además de identificar y evaluar el costo de los residuos y destrucción de exergía, estableciendo las bases para la del sistema.

Seguidamente considerando costos monetarios de la exergía de las corrientes del sistema y costos de adquisición de equipos, operación y mantenimiento se procede con el proceso de formación de costos termoeconómicos y del factor exergoeconómico el cual da una medida de la contribución del efecto de los costos fijos sobre el aumento de costos totales. Con los resultados de este proceso se logrará tener una herramienta que permita llegar a conclusiones acertadas sobre la viabilidad de las soluciones propuestas para mejorar la eficiencia energética del proceso de secado de barbotina cerámica.

Fase 5. Simulación de diferentes escalas de secado con base en el modelo, con el fin de encontrar los óptimos para el desempeño energético y económico del sistema de recuperación.

En esta etapa se procederá a aplicar el modelo termoeconómico desarrollado para diferentes tasas de secado de barbotina cerámica, con el fin de obtener resultados concretos sobre la capacidad de generación de potencia eléctrica a partir del aprovechamiento del calor de los gases residuales

y de la viabilidad económica del proceso de recuperación de calor para los diferentes casos analizados.

2.2. Combustible empleado en la simulación del proceso de secado de barbotina

Gas natural

Para la generación del aire caliente en el proceso de secado, se dispone de generadores de calor que de acuerdo a su diseño trabajan con diferentes combustibles, los cuales pueden ser gaseosos o líquidos y estos últimos a su vez, de acuerdo a su densidad y viscosidad pueden ser ligeros o densos.

Para efectos del presente trabajo, se considera al gas de la guajira como el combustible empleado para la generación del calor necesario en el proceso y como se puede observar en la tabla 2, éste está compuesto principalmente por Metano (98%) y por consiguiente en la simulación del proceso se hacen los cálculos con base en Metano para la simplificación en los cálculos realizados (Cengel & Boles, 2012).

Tabla 2. Composición del gas natural vigente, Guajira

Componente	Fórmula	Composición porcentaje molar
Metano	CH_4	97.9556
Nitrógeno	N_2	1.4893
Dióxido de Carbono	CO_2	0.1911
Etano	C_2H_6	0.255
Propano	C_3H_8	0.0541
i-butano	C_4H_{10}	0.0214
n-butano	C_4H_{10}	0.008
i-pentano	C_5H_{12}	0.0076
n-pentano	C_5H_{12}	0.0016
n-hexano	C_6H_{14}	0.0163
TOTAL		100

Fuente: (“PROMIGAS,” 2018)

Entre las mediciones más importantes para el gas natural se encuentra el volumen, presión, temperatura, poder calorífico y densidad. El volumen del gas natural varía con la temperatura y la presión y por consiguiente al momento de realizar la medición del mismo se debe tener en cuenta estos factores. El volumen de gas natural se puede medir en seco o saturado de vapor de agua. En la tabla 3 se especifican las condiciones anteriormente mencionadas en la medición del volumen del combustible.

Tabla 3. Unidades de volumen más comunes en el gas natural

Metro cúbico estándar $m^3(s)$	Medido seco a 150°C, presión a 760 mmHg
Metro cúbico normal $m^3(n)$	Medido seco a 0°C, presión de 760 mmHg
Pie cúbico estándar (SCF)	Medido saturado con vapor de agua a 60°F, presión de 30 inHg

Fuente: (Borras, 1987)

En cuanto a la medición de la presión se debe especificar si esta es absoluta o relativa y se mide en las diferentes unidades como libra por pulgada cuadrada (sistema inglés) o en Pascal (sistema internacional).

Potencia calorífica o poder calorífico

Se define como poder calorífico o potencia calorífica del gas al calor desprendido por la combustión completa a presión atmosférica de una unidad de volumen del gas ($m^3(n)$) considerando que los reactivos y los productos se encuentran a temperatura ambiente. Entre las unidades por medio de las cuales se mide el poder calorífico del gas, se encuentra la $kcal/m^3(n)$, el $kJ/m^3(n)$. El poder de un gas se considere poder calorífico superior (PCS) si el agua resultante se encuentra en estado líquido y poder calorífico inferior (PCI) si el agua resultante de la combustión se encuentra como vapor. En los procesos de combustión normalmente el calor del vapor de agua no se recupera y por lo tanto es muy común considerar el PCI en el sector industrial.

Ventajas del gas natural

Entre las ventajas más destacadas del gas natural se encuentra la disponibilidad instantánea sin necesidad de someterlo a bombeo, pulverización, entre otras, el rendimiento de combustión es superior al de otros combustibles, el contenido de azufre es muy bajo y no da lugar a la formación de humos negros ni residuos (Borras, 1987).

2.3. Método para el cálculo de propiedades

proceso de extracción de aceite de palma, este material se utiliza con las condiciones que viene de la planta de

Tanto el análisis del proceso de secado de barbotina como el del ciclo de potencia se llevan a cabo en el software Aspen Plus y por ello es de vital importancia que la simulación del proceso arroje muy buenos resultados y por consiguiente se asemejen a la realidad, para ello es primordial la correcta selección del método para el funcionamiento del modelo de operación de las unidades seleccionadas en Aspen Plus. Toda unidad en Aspen Plus necesita el cálculo de propiedades para generar resultados.

Dentro de los diferentes métodos de los que dispone Aspen Plus para el cálculo de propiedades y generación de resultados en las unidades seleccionadas del software, se ha analizado varios de ellos con el fin de seleccionar el método adecuado para la simulación del proceso de secado de

barbotina, teniendo en cuenta diferentes factores como presión, temperatura y polaridad de los componentes del sistema bajo estudio. En el software se pueden encontrar métodos como MXBONNEL el cual es adecuado para bajas presiones y no es adecuado para presiones cerca del punto crítico, el método de GRAYSON 1 Y 2 los cuales funcionan para temperaturas entre 60 °F y 800 °F y presiones arriba de los 3000 psia. También están los métodos de PENG-ROB, RK-SOAVE, SRK los cuales son comparables entre sí y son adecuados para mezclas no polares o medianamente polares, estos son adecuados para regiones cercanas al punto crítico, pero se puede esperar buenos resultados para todas las temperaturas y presiones. También se puede encontrar el método PRWS el cual es adecuado para altas temperaturas y presiones. Así mismo Aspen Plus dispone del método PR-BM el cual usa la función de Peng-Robinson cúbica con la función alfa de Boston-Mathias para todas las propiedades termodinámicas, este es comparable con el método de RKS-BM. Se usa para componentes polares o medianamente polares y es adecuado para todas las temperaturas y presiones, y además es consistente en la región crítica (Aspentech, 2001).

En la tabla 4 se muestran los diferentes componentes empleados en la simulación del proceso de secado de barbotina cerámica. Los compuestos 1 a 6 de la tabla 4 son los principales componentes de las arcillas empleadas en el proceso cerámico (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004; Utlu et al., 2011) y que para efectos de la simulación y de acuerdo con (Aspentech, 2001) son considerados como sólidos inertes y almacenados en la subcorriente CISOLID del software.

Por otro lado, se tienen los componentes que participan en el proceso de combustión y que de acuerdo a la tabla son no polares o medianamente polares como el metano y polares como el agua.

El método seleccionado para el cálculo de propiedades es el PR-BM ya que como se ha mencionado, es adecuado para componentes no polares o medianamente polares y además no tiene restricciones de operación en cuanto a temperatura y presión. Este es uno de los métodos más empleados en simulaciones en Aspen Plus y por consiguiente se confía en su uso para la obtención de buenos resultados.

Tabla 4. Compuestos empleados en la simulación del secado de barbotina cerámica.

	Compuesto	Fórmula química	Polaridad
1	Al óxido de aluminio	Al_2O_3	
2	Dióxido de Silicio	SiO_2	
3	Óxido de Sodio	Na_2O	
4	Trióxido de hierro	Fe_2O_3	
5	Óxido de Calcio	CaO	
6	Óxido de magnesio	MgO	
7	Metano	CH_4	Medianamente polar
8	Oxígeno	O_2	No polar
9	Nitrógeno	N_2	No polar
10	Agua	H_2O	Polar
11	Dióxido de carbono	CO_2	No polar

Fuente: (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004; Utlu et al., 2011)

Para las propiedades del agua, Aspen Plus dispone de tres métodos, los cuales son el STEAM-TA que funciona para temperaturas entre los 273.15 K y 1073 K y para presiones máximas de 1000 bar y también se dispone de los métodos STEAMNBS1 y STEAMNBS2 que funcionan para temperaturas entre los 273.15 K y 2000 K y para máximas presiones de 10000 bar. Los dos últimos mencionados para el cálculo de propiedades del agua, se recomiendan emplearse al usarse los métodos SRK, BWSR, MXBONNEL y GRAYSON2 (Aspentech, 2001) y ya que en esta simulación se usará el método PR-BM, el STEAM-TA es el método seleccionado para el agua en la simulación ya que este no está ligado al uso de otros métodos y además es adecuado para el rango de temperaturas y presiones del caso de estudio (Aspentech, 2001).

La ecuación estado de Peng-Robinson (1976), la cual expresa que la presión de estado de un fluido es dada como función de la temperatura y el volumen molar y la cual es empleada por el método de cálculo de propiedades PR-BM de Aspen Plus se puede detallar en trabajo de Paul. M et al., (M, Mathias, & Copeman, 1983).

2.4. Ajuste del modelo PR-BM

De acuerdo a (Aspentech, 2001) para obtener resultados confiables al emplear el modelo Peng-Robinson con la ecuación alfa de Boston-Mathías (PR-BM) es muy recomendable usar parámetros binarios y usar el sistema de regresión de datos (DRS) para determinar los parámetros binarios desde datos experimentales de fases de equilibrio, comúnmente equilibrio líquido-vapor (VLE). Cabe resaltar que el equilibrio de fases es un soporte base para operaciones que implican cambios de fase como lo mencionan (Vallejo & Martinez, 2012) en su trabajo y lo cual es de mucha importancia en esta tesis. Por otro lado, de acuerdo a (Pereda & Brignole, 2014), la ingeniería de equilibrio de fases es primordial para el flujo efectivo de información entre el proceso y la simulación del mismo. Por consiguiente, se procede al ajuste del método PR-BM mediante equilibrio de fases líquido-vapor (VLE) de los diferentes componentes empleados en la simulación del proceso de secado de barbotina mediante el sistema de regresión de datos desde datos experimentales de fases de equilibrio del Instituto Nacional de Normas y Tecnología (NIST, por sus siglas en inglés), los cuales están disponibles en el software Aspen Plus. Esto sólo si es necesario para determinadas interacciones entre componentes. En la tabla 5 se observan las diferentes interacciones entre componentes y sus respectivos parámetros KAIJ, KBIJ y KCIJ y en la tabla 6 se muestran las interacciones entre componentes a las que fue necesario emplear el sistema de regresión de datos para su ajuste. En la figura 10 se muestran las gráficas de equilibrio líquido-vapor tanto de los datos experimentales que proporciona el NIST como aquellos obtenidos del modelo PRBM, en donde se observa gran similitud entre ellos, garantizando buenos resultados del producto de la simulación que se lleva a cabo.

Tabla 5. Parámetros del modelo PRBM, para diferentes interacciones entre componentes.

Component i	CH_4	CH_4	CO_2	O_2	CO_2
Component j	CO_2	N_2	N_2	N_2	H_2O
Temperature units	°C	°C	°C	°C	°C
Source	APV86EOS-LIT	APV86EOS-LIT	APV86EOS-LIT	APV86EOS-LIT	APV86EOS-LIT
Property units					
KAIJ	0.0919	0.0311	-0.017	-0.0119	0.12
KBIJ	0	0	0	0	0
KCIJ	0	0	0	0	0
TLOWER	-273.15	-273.15	-273.15	-273.15	-273.15
TUPPER	726.85	726.85	726.85	726.85	726.85

Tabla 6. Parámetros ajustados del modelo PRBM

	Temperature units	Source	KAIJ	KBIJ	KCIJ	TLOWER	TUPPER
CO_2 H_2O	°C	APV86EOS-LIT	-0.36209	0.0007045	0	-273.15	726.85
CH_4 CO_2	°C	APV86EOS-LIT	-0.8271	0.00341	0	-273.15	726.85

Figura 10. Equilibrio líquido-Vapor (VLE) para diferentes componentes.

Figura 10.a. VLE- CO_2/H_2O (Isobárico a 101.35 bar)

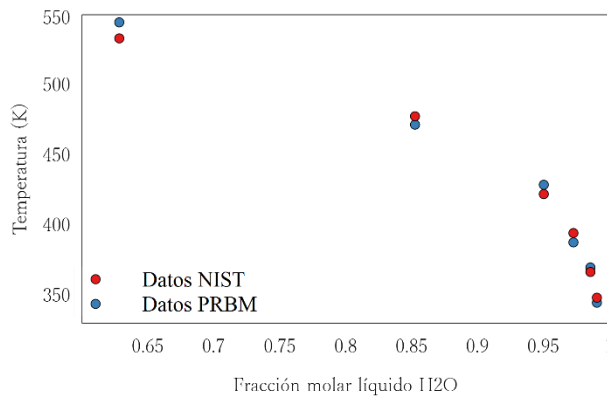


Figura 10.b. VLE- CH_4/N_2 (Isobárico a 34.47 bar).

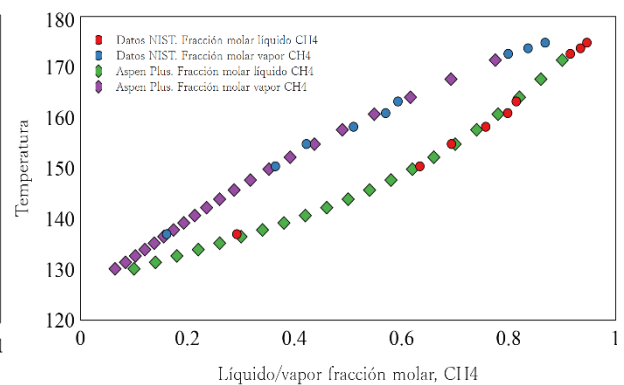


Figura 10.c. VLE- N_2/N_2 (Isobárico a 12.16 bar).

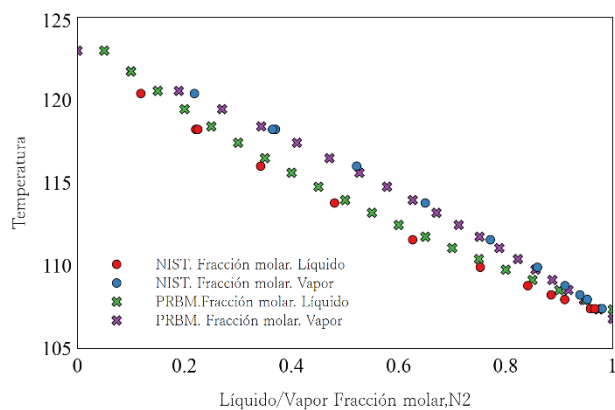


Figura 10.d. VLE- CO_2/N_2 (Isotérmico a 288.3 K).

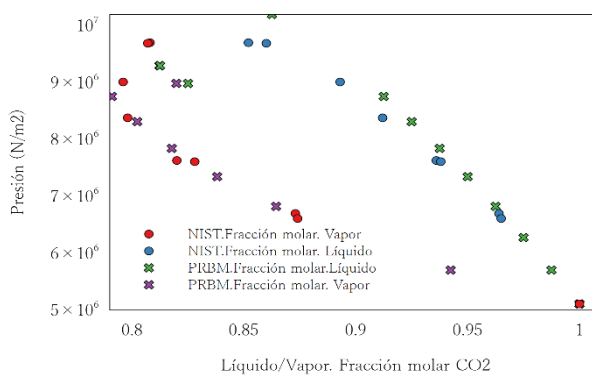
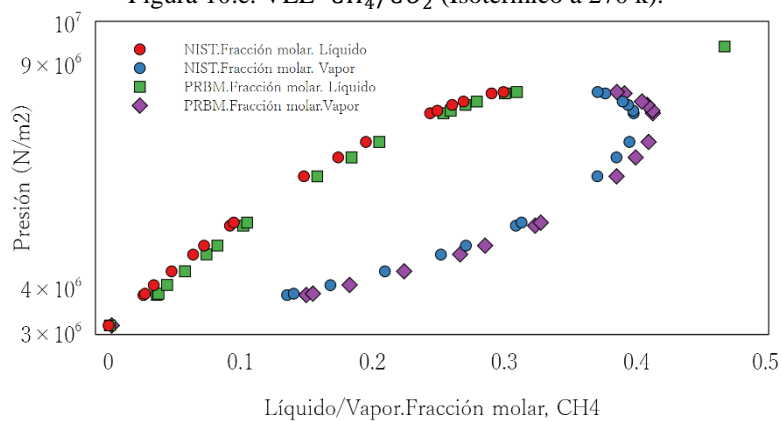


Figura 10.e. VLE- CH_4/CO_2 (Isotérmico a 270 k).



CAPITULO 3

3. BALANCE DE MASA, ENERGÍA Y EXERGÍA DE TORRES DE SECADO DE BARBOTINA EN LA INDUSTRIA CERÁMICA

En este capítulo se analizan las torres de secado de barbotina cerámica con el propósito de identificar el potencial termodinámico del que se dispone a partir de los gases residuales del proceso, principalmente desde el balance de exergía del mismo y poder cuantificar el trabajo útil disponible. Para ello se realiza por medio del software Aspen Plus, la simulación de cada una de las etapas del proceso de secado, el cual es validado con datos de la literatura. La simulación permitirá la obtención de información tal como la composición, flujo másico, temperatura y presión de la corriente de gases residuales, datos con los que se puede evaluar la exergía de la misma corriente conociendo así el potencial de trabajo útil para cada una de las tasas de secado y posteriormente ser analizada bajo el ciclo de potencia considerado para el presente trabajo.

3.1. Simulación proceso de secado de barbotina

De acuerdo a la metodología seguida en el desarrollo de la tesis de maestría, en esta sección se simula el proceso de secado de barbotina cerámica mediante el software Aspen Plus, en donde se tiene en cuenta los diferentes parámetros encontrados en la literatura para dicho proceso. Para la simulación se consideran condiciones ambientales de $T = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 1.014\text{ bar}$ y humedad relativa del 65%, referentes a la ciudad de Cúcuta (Ideam, 2018) y se hace referencia a los parámetros de funcionamiento de quemadores de combustible para calentamiento de aire de la empresa Eclipse.

Se consideran diferentes unidades del software para simular las tres etapas principales de la planta de secado (combustión, dilución y secado de barbotina). De la simulación se obtienen resultados muy importantes para las siguientes fases del proyecto, como la temperatura, presión, flujo másico y composición de los gases de escape de la torre de secado y, por otro lado, también se obtienen resultados de humedad y la temperatura del producto seco (también denominada pasta seca), así también valores de entalpía y entropía.

Posteriormente con los resultados de la simulación se hace un análisis de los gases residuales y demás parámetros para las diferentes tasas de secado que se pueden encontrar en el proceso industrial real.

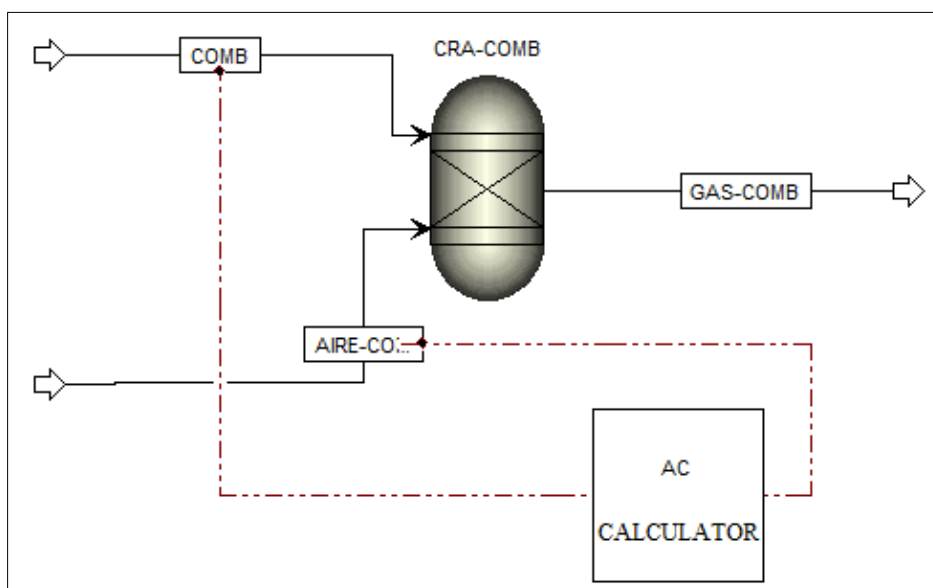
3.1.1. Etapa de combustión

Mediante la combustión se genera la energía térmica necesaria para el secado de la barbotina. Para este proceso de acuerdo con el fabricante SACMI (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004), la combustión se trabaja con un exceso de aire equivalente al 150% de aire teórico o estequiométrico y se considera al aire con una humedad relativa del 65%.

Por otro lado, para efectos prácticos del análisis energético, exergético y de flujo másico de las diferentes corrientes de la torre de secado, se considera al metano (CH_4) como única composición del gas natural y el oxígeno (O_2) y el nitrógeno (N_2) como únicos componentes del aire en esta tesis, lo cual simplifica en gran medida los cálculos.

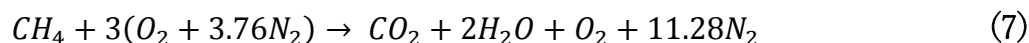
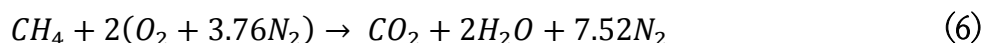
Como se observa en la figura 11, la unidad de Aspen Plus empleada para la combustión, es el reactor de Gibbs (R-GIBBS) al cual se le suministra la corriente de combustible (COMB) y la corriente de aire de combustión (AIRE-COM). Los productos de la combustión se muestran en la corriente, gases de combustión (GAS-COMB).

Figura 11. Etapa de combustión.



Fuente: Autor

Para determinar el flujo de aire de combustión se requiere conocer la relación de aire-combustible necesaria para la reacción de combustión al 150% de aire teórico y con humedad relativa del aire al 65%. Esta se determina mediante tres líneas declaradas en FORTRAN en el bloque calculador (CALCULATOR AC). Para ello, en primer lugar, se considera la reacción de combustión estequiométrica con aire seco (ecuación 6) con el fin de obtener los kilomoles de aire seco y los kilomoles de vapor de agua presente en el aire así:



$$(3.76 \text{ kmol de } N_2 + 1 \text{ kmol de } O_2) * 3 = 14.28 \text{ kmol de aire seco} \quad (8)$$

De la ecuación 7 y ecuación 8 se observa que el aire de combustión al 150% de aire teórico contiene 14.28 *kmol*.

$$P_{v,aire} = \phi * p_{sat,H_2O@25^{\circ}C} \quad (9)$$

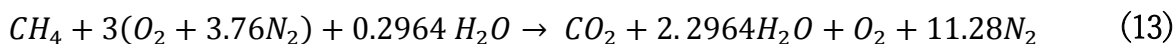
$$P_{v,aire} = 0.65 * 3.1698 \text{ kpa} = 2.06037 \text{ kpa} \quad (10)$$

$$N_{v,aire} = 2.06037 \text{ kpa} / 101.325 \text{ kpa} * (14.28 + N_{v,aire}) \quad (11)$$

$$N_{v,aire} = 0.2964 \text{ kmol de vapor de agua en el aire} \quad (12)$$

De las ecuaciones 9 a 12 se obtienen los kilomoles de vapor de agua presentes en el aire de combustión al 65% de humedad relativa. En donde $P_{v,aire}$ es la presión de vapor del aire, ϕ es la humedad relativa del aire, $p_{sat,H_2O@25^{\circ}C}$ es la presión de saturación del agua a 25°C, $N_{v,aire}$ los moles de vapor de agua presentes en el aire y 101.325 *kpa* la presión atmosférica.

Con los cálculos anteriores se obtienen los moles del vapor de agua presente en el aire y por consiguiente se puede plantear de nuevo la reacción de combustión para el metano teniendo en cuenta la humedad relativa del aire de combustión. La ecuación 13 muestra dicha reacción.



En la tabla 7 se muestran los datos necesarios obtenidos de la ecuación 13, para calcular la relación aire-combustible necesaria para la simulación de la combustión del metano.

Tabla 7. Componentes de la reacción de combustión del metano.

Componente	Peso molar	kilomoles en la reacción	Masa (kg)
Nitrógeno (N_2)	28.014	11.28	315.99792
Oxígeno O_2	31.998	3	95.994
Agua (H_2O)	18.015	0.2964	5.339646
Metano (CH_4)	16.043	1	16.043

$$Ac = \frac{\text{masa de aire} + \text{masa vapor de agua}}{\text{masa de combustible}} \quad (14)$$

$$Ac = \frac{411.99 \text{ kg} + 5.3396 \text{ kg}}{16.043 \text{ kg}} \quad (15)$$

$$Ac = 26.01 \text{ kg de aire por cada kg de metano} \quad (16)$$

En la tabla 8 se muestra la fracción molar de los componentes de la reacción de combustión obtenidos de la ecuación 13, los cuales son necesarios como parámetro de entrada para las corrientes de combustible (COMB) y corriente de aire de combustión (A IRE-COM).

Tabla 8. Fracción molar de los componentes de la reacción de combustión del metano

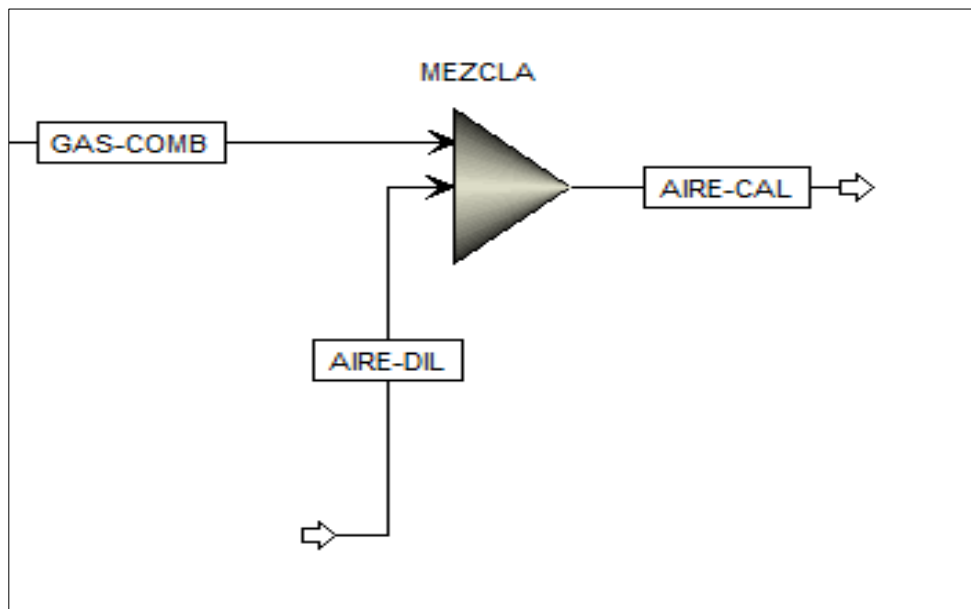
Aire de combustión		Combustible	
Componente	Fracción molar	Componente	Fracción molar
O_2	0.2058121347	CH_4	1
N_2	0.7738536264		
H_2O	0.02033423891		

Fuente: Autor

3.1.2. Etapa de dilución

Los gases productos de la combustión salen a una temperatura mucho más alta que la permitida para el secado del producto, por lo que es necesario bajar dicha temperatura hasta el rango permitido. En el proceso real el ventilador de presurización lleva al aire hasta el quemador, el cual lo calienta hasta temperaturas adecuadas y para efecto de la simulación del proceso (ver figura 12), los gases productos de la combustión (GAS-COM) se mezclan con aire atmosférico que se ha denominado aire de dilución (AIRE-DIL) para obtener una corriente de aire caliente (AIRE-CAL) a una temperatura adecuada para ser ingresada a la torre de secado.

Figura 12. Etapa de dilución.



Fuente: Autor

3.1.3. Etapa de secado

La etapa de secado permite la obtención del semielaborado denominado polvo húmedo o polvo de prensa con unas características adecuadas para la siguiente etapa del proceso cerámico, el cual debe estar en un rango de humedad entre 4 y 7% y una temperatura que oscila entre 45 y 70°C (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004). El proceso de secado es modelado por el software Aspen Plus mediante un sistema de ecuaciones diferenciales integradas con respecto a z y la posición vertical dentro de la cámara de secado. Hay una ecuación diferencial para cada clase de partícula, para cada temperatura T , carga en X y velocidad v , dependiendo del flujo de calor convectivo Q_{conv} , velocidades (v) del gas y de las partículas, la masa (m) y el flujo másico (\dot{m}) de los sólidos y el vapor, la densidad (ρ) del gas y de las partículas, el diámetro de las partículas (d_p), de la capacidad calorífica de (c) de los sólidos, del líquido total y de la humedad del sólido libre (w), del calor de vaporización (Δh_v) y de la velocidad relativa ($v_{rel} = v_{gas} - v_{liq}$), como se puede ver en las ecuaciones 17 a 19.

$$\frac{dT_{pi}}{dz} = \frac{Q_{conv,i} - \Delta h_v \dot{m}_{v,i}}{v_{gas} \dot{m}_{s,i} (c_{s,i} + c_{liq,i} X_i)} \quad 17$$

$$\frac{dX_i}{dz} = \frac{-\dot{m}_{v,i}}{v_{gas} \dot{m}_{s,i}} \quad 18$$

$$\frac{dv_{p,i}}{dz} = \frac{1}{v_{p,i}} \left(g - \frac{3}{4} c_{w,i} \frac{\rho_{gas} v_{rel}^2}{\rho_p d_p} \right) \quad 19$$

En cuanto al gas, los efectos desde las interacciones con todas las clases de partículas se añaden, proporcionando una ecuación diferencial para la temperatura T y una para cargas en Y . Esto depende del número de partículas n en algún tamaño, la masa del gas seco. Esto se puede observar en las ecuaciones 20 y 21.

$$\frac{dT_{gas}}{dz} = \frac{\sum (\dot{n}_i \dot{m}_{v,i} (c_{liq} T_{p,i} + \Delta h_v (T_{p,i}) - c_{p,d} T_1 - \Delta h_{v,0}) - n_i \dot{Q}_{conv,i})}{\dot{m}_{gas,dry} v_{gas} (c_{p,gas} + c_{p,d} Y)} \quad 20$$

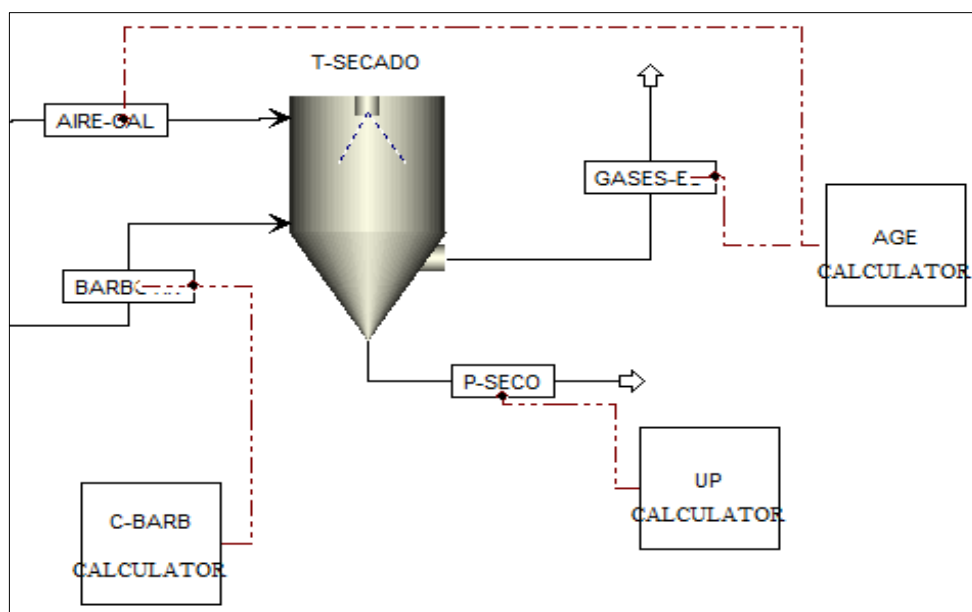
$$\frac{dY}{dz} = \frac{\sum_i n_i \dot{m}_{v,i}}{v_{gas} \dot{m}_{gas,dry}} \quad 21$$

En el proceso real la planta de secado dispone de ciclones separadores de partículas de polvo que puedan estar presentes entre los gases de escape de la torre de secado y opcionalmente algunas plantas de secado presentan una unidad depuradora en húmedo que funciona como segunda unidad de filtrado después de los ciclones separadores. Estas últimas reducen significativamente la temperatura de los gases de escape.

Para la simulación del proceso se supone la no presencia de partículas de polvo en la corriente de gases de escape (GASES-ES) de la torre de secado debido a que el software Aspen Plus no

muestra presencia de estas partículas sólidas en esta corriente para las condiciones establecidas en la torre de secado y por consiguiente no se ha considerado la simulación de los ciclones separadores teniendo en cuenta que no disponer de ellos no afecta en los resultados de la simulación ya que en el proceso real, estos no interfieren en la temperatura de los gases de escape (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004). Así mismo, no se dispone de la unidad depuradora en húmedo para la simulación, ya que ésta disminuye significativamente la temperatura de los gases de escape y teniendo en cuenta que disponer de ella en el proceso real es opcional. Por consiguiente, es importante especificar que el modelo que aquí se desarrolla es para torres de secado sin unidad depuradora en húmedo.

Figura 13. Etapa de secado.



Fuente: Autor

Como se observa en la figura 13, para la simulación del proceso de secado se emplea el bloque SPRAY-DRYER del software y como tipo de secador se selecciona al CONVECTIVE DRYER en contra corriente, teniendo como referencia al tipo de secadores (atomizadores) posicionados en la industria cerámica (SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, 2004).

A la torre de secado entra aire caliente (AIRE-CAL) a temperatura especificada para entrar en contacto con la barbotina nebulizada que ingresa por medio de la corriente BARBOTIN. El porcentaje de sólidos y de agua presentes en la barbotina se especifican en la unidad calculadora C-BARB. El producto seco sale de la cámara de secado por medio de la corriente P-SECO, el cual sale con humedad y temperatura especificada. La corriente de gases de escape (GASES-ES) sale a la atmósfera bajo determinada temperatura, presión, flujo másico y composición que va de acuerdo a las condiciones de secado de la planta.

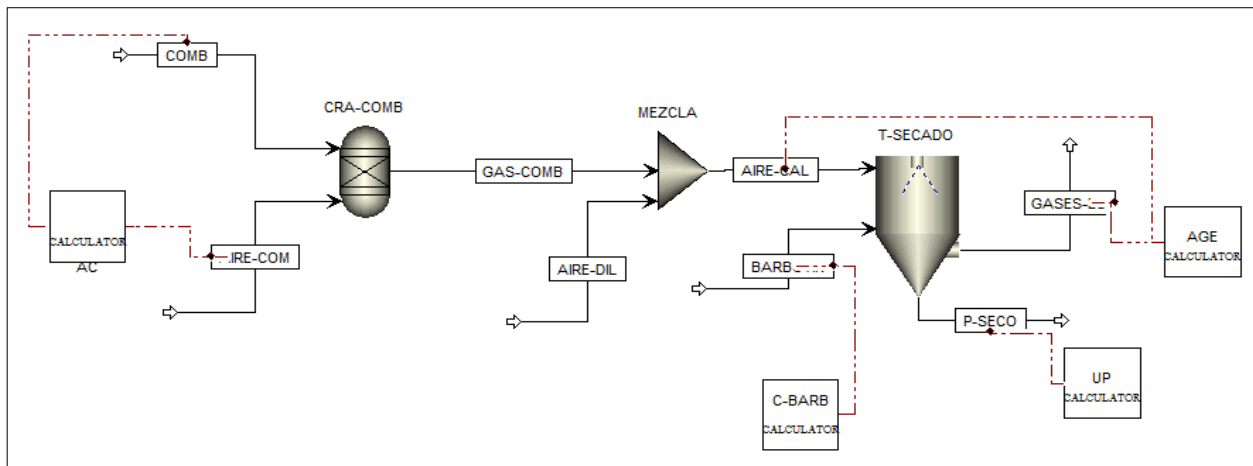
En la figura 14 se muestran las etapas conjuntas de la planta de secado de barbotina.

3.2. Validación de la simulación del proceso de secado de barbotina cerámica

La simulación del proceso de secado de barbotina se valida con datos reportados de la empresa fabricante de torres de secado de barbotina SACMI (Sacmi Imola SC, 2014) de series de atomizadores ATM. En la tabla 9 se puede observar cada una de las tasas de secado de los atomizadores ATM fabricados por la empresa SACMI.

Se procede a replicar mediante la simulación las condiciones de operación de diferentes atomizadores mostrados en el catálogo SACMI. En la tabla 10 se muestran las condiciones bajo las cuales se hacen las corridas en la simulación de secado de barbotina.

Figura 14. Etapas conjuntas de la planta de secado de barbotina.



Fuente: Autor

Tabla 9. Parámetros de operación, atomizadores ATM SACMI.

Atomizador	Agua evaporada [<i>l / h</i>]	Potencia térmica del generador de calor [<i>kw</i>]	Tasa de secado [<i>Kg / h</i>] 36% Agua en barbotina
ATM 12	1200	1220	2500
ATM 18	1800	1745	3750
ATM 36	3600	3489	7500
ATM 52	5200	5000	11000
ATM 65	6500	6397	12500
ATM 90	9000	8723	19000
ATM 110	11000	10700	23000
ATM 140	14000	13375	29000
ATM 180	18000	17445	38000
ATM 200	20000	19422	42000

Fuente: Adaptada de (Sacmi Imola SC, 2014).

Tabla 10. Condiciones para validación de la simulación.

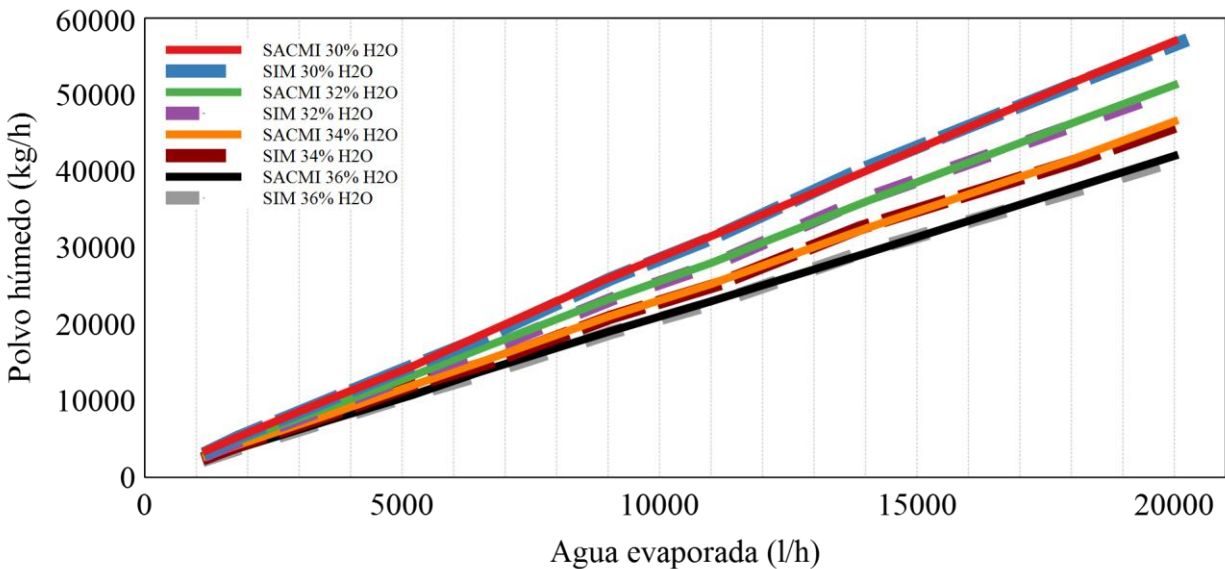
Atomizador	ATM 12	ATM 18	ATM 36	ATM 52	ATM 65	ATM 90	ATM 110	ATM 140	ATM 180	ATM 200
Flujo combustible (kg/h)	88	126	251	360	460	628	770	960	1256	1400
T aire caliente (°C)	533	533	533	533	533	533	533	533	533	533

En la figura 15 se puede observar que los resultados de la simulación predicen adecuadamente el comportamiento del proceso de secado de barbotina, en donde se muestra la comparación entre los datos suministrados por el catálogo SACMI (Sacmi Imola SC, 2014) y los arrojados por la simulación en el software Aspen Plus referentes al flujo de polvo húmedo o polvo de prensa versus el flujo de agua evaporada para diferentes atomizadores y diferentes porcentajes de agua en la barbotina.

Así mismo se valida la simulación con los datos de la humedad del polvo de prensa calculada desde los datos del catálogo SACMI por medio de la ecuación 22 en donde H_2O es el contenido de agua en la barbotina, H_2O_{EV} es el agua evaporada en el proceso y Q_P es el flujo de polvo húmedo, ésta comparada con los resultados de humedad arrojados por la simulación del proceso de secado.

$$\frac{H_2O - H_2O_{EV}}{Q_P} * 100 = \text{Humedad de polvo de prensa} \quad (22)$$

Figura 15. Comportamiento del secado de barbotina para diferentes torres secadoras, simulación vs Catálogo SACMI.



Fuente: Autor

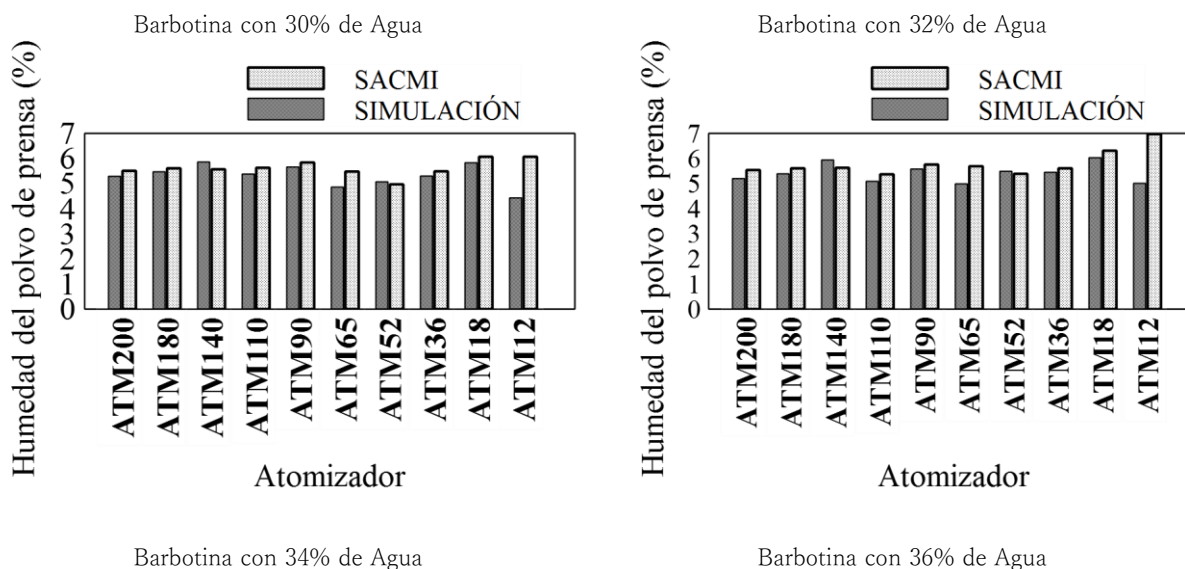
La **figura 16** compara los valores de humedad del polvo de prensa entre la simulación del proceso y aquella calculada desde el catálogo SACMI para diferentes contenidos de agua en barbotina y para diferentes tasas de secado en donde se puede observar que la simulación predice adecuadamente el desarrollo del proceso de secado.

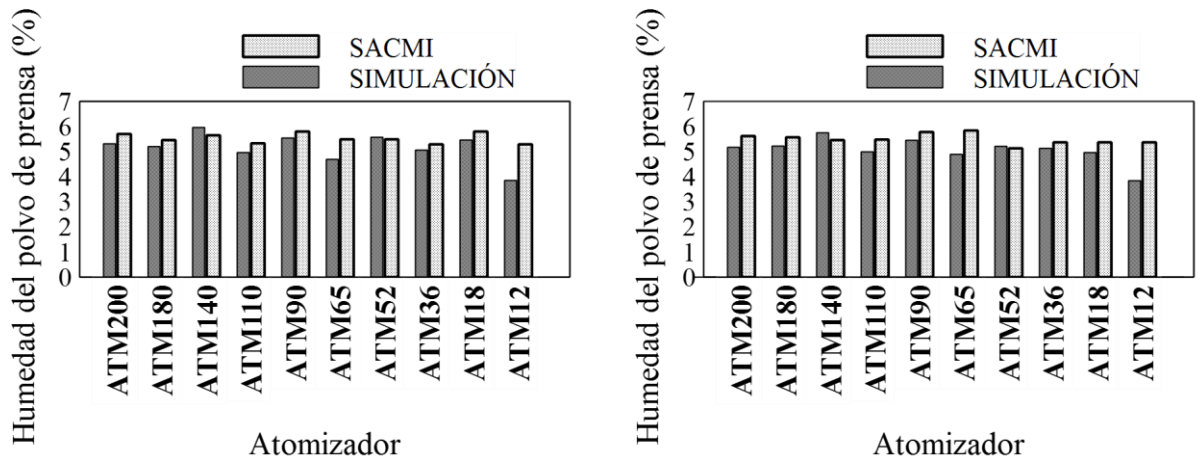
3.3. Balance de masa, energía y exergía de torres secadoras de barbotina

El análisis exergético es la herramienta fundamental para evaluar el desempeño de la planta de secado y por consiguiente justificar las mejoras que se realizan en función de la optimización del sistema.

En esta sección se establece el balance de masa, energía y exergía de la planta de secado de barbotina teniendo como referencia el trabajo de Z. Utlu et al. (Utlu et al., 2011), el cual realiza un estudio del balance de masa, energía y exergía de la torre de secado por atomización, secadores verticales y hornos en la industria cerámica para un caso específico de 57870 Kg/h de producción de polvo de prensa.

Figura 16. Comparación entre humedades del polvo de prensa, simulación vs catálogo SACMI.





Fuente: Autor

3.3.1. Consideraciones para el balance de masa, energía y exergía

El modelo para el balance de masa, energía y exergía de la torre de secado realizado en esta tesis se fundamenta en las simplificaciones hechas por Z. Utlu et al., (Utlu et al., 2011), que a su vez se basan en la ley de conservación de la masa, energía y del balance de exergía trabajados comúnmente en los cursos de termodinámica básica.

Se consideran las siguientes simplificaciones:

- El sistema se encuentra en estado estable y flujo estable.
- Se desprecian los cambios en la energía cinética y potencial en sistema bajo estudio.
- No hay transferencia de calor desde o hacia la torre de secado.
- El cambio en la temperatura del ambiente despreciable.
- El estado de referencia estándar se establece en $T_0 = 298.15 \text{ K}$ y $p_0 = 1.013 \text{ bar}$.
- La torre de secado se considera adiabática.

3.3.2. Balance de masa

Como se puede observar en la figura 17, a la planta de secado se le suministra barbotina que a su vez está conformada por materiales sólidos (Al_2O_3 , SiO_2 , Na_2O , Fe_2O_3 , CaO , MgO) y agua. Así mismo ingresa el combustible empleado, aire de combustión y de dilución. Este último encargado de ajustar la temperatura de los gases de entrada a la torre de secado, como se ha mencionado anteriormente.

Como productos de salida se tiene al polvo de prensa con una humedad especificada y finalmente los gases que van directamente a la atmósfera, los cuales están compuestos por el agua evaporada de la barbotina, y gases de combustión que a su vez contienen vapor de agua formada en la combustión.

Teniendo como referencia la figura 17, se establece la ecuación de balance de masa (ecuación 18 y 19) de la planta de secado, en donde \dot{m}_{in} y \dot{m}_{out} son el flujo de masa que entran y salen de

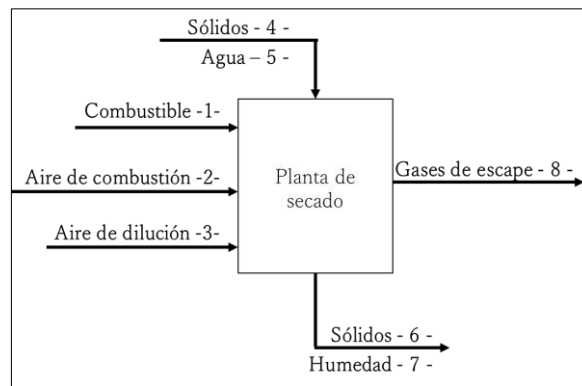
la planta de secado. Por otro lado \dot{m}_F es el flujo de combustible, \dot{m}_{CA} es el flujo de aire de combustión, \dot{m}_{DA} el flujo de aire para dilución, \dot{m}_S el flujo de sólidos en la barbotina, \dot{m}_w el flujo de agua contenida en la barbotina, \dot{m}_h la humedad del polvo de prensa y \dot{m}_{wg} el flujo de gases residuales.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (23)$$

B

$$\dot{m}_F + \dot{m}_{CA} + \dot{m}_{DA} + \dot{m}_S + \dot{m}_w = \dot{m}_S + \dot{m}_h + \dot{m}_{wg} \quad (24)$$

Figura 17. Balance de masa de la planta de secado.



Fuente: Autor

Con el fin de ilustrar el procedimiento y las condiciones del balance de masa de la torre de secado de barbotina, en la tabla 11 se muestra en detalle el balance de masa para una tasa de secado de 41803.9 kg/h de polvo de prensa, siendo el flujo de gases de 128954.9 kg/h y el flujo de vapor de agua de 24654.33 kg/h. Se puede observar la gran cantidad de vapor de agua presente y por consiguiente el gran potencial de recuperación de calor latente del proceso.

3.3.3. Balance de energía

Teniendo como referencia la figura 14, se establece el balance de energía de la planta de secado de barbotina cerámica, partiendo del balance de energía del sistema reactivo en la cámara de combustión, como se muestra en las ecuaciones 20 y 21, en donde \dot{m}_r es el flujo de reactivos, \dot{Q}_{out} el flujo de calor desprendido de la combustión, \dot{m}_p el flujo de los productos de la combustión y h la entalpía de cada uno de los flujos comprendidos en el sistema reactivo. Posteriormente se realiza el balance de energía para el sistema en general de la planta de secado como se muestra en la ecuación 22 siguiendo la misma nomenclatura empleada en las ecuaciones 19 y 20. Para el cálculo de la energía se toma tanto el flujo másico como la entalpía específica (bajo condiciones de referencia del software Aspen Plus) de las corrientes de entrada y salida de la planta de secado suministrados por la simulación del proceso como se muestra en la tabla 12, en donde se presenta el balance de energía detallado para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) con el fin de ilustrar los parámetros necesarios para tal fin.

Por medio de la ecuación 28 se calcula la eficiencia energética del proceso, en donde η_{TS} es la eficiencia térmica de la torre de secado y la ecuación 29 expresa el porcentaje de energía que es expulsada a la atmósfera sin ningún uso, en donde $\% E_{wg}$ es el porcentaje de energía expulsada a la atmósfera.

$$\dot{Q}_{out} = \sum \dot{m}_p h - \sum \dot{m}_r h \quad (25)$$

$$\sum \dot{m}_p h = \dot{Q}_{out} + \dot{m}_F h + \dot{m}_{CA} h \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{out} + \dot{m}_F h_F + \dot{m}_{CA} h_{CA} + \dot{m}_{DA} h_{DA} + \dot{m}_S h_S + \dot{m}_W h_W = \dot{m}_S h_S + \dot{m}_H h_H + \dot{m}_{wg} h_{wg} \quad (27)$$

$$\eta_{TS} = \frac{\dot{m}_S h_S + \dot{m}_H h_H}{\dot{E}_{TOTAL}} \quad (28)$$

$$\% E_{wg} = \frac{\dot{m}_{wg} h_{wg}}{\dot{E}_{TOTAL}} \quad (29)$$

Tabla 11. Balance de masa, tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

ATOMIZADOR ATM 200 CON 36% DE AGUA EN BARBOTINA									
Entrada material	Elemento	Temperatura (°C)	Fracción (%)	Flujo másico (kg/h)	Salida material	Elemento	Temperatura (°C)	Fracción (%)	Flujo másico (kg/h)
Sólidos	Al_2O_3	45	0.1519	6021.56	Sólidos	Al_2O_3	56	0.1519	6021.56
	SiO_2	45	0.7576	30032.5		SiO_2	56	0.7576	30032.5
	Na_2O	45	0.0783	3103.94		Na_2O	56	0.0783	3103.94
	Fe_2O_3	45	0.0014	55.4982		Fe_2O_3	56	0.0014	55.4982
	CaO	45	0.0037	146.674		CaO	56	0.0037	146.674
	MgO	45	0.0071	281.455		MgO	56	0.0071	281.455
Total			1	39641.63	Total			1	39641.63
Agua en Barbotina	H_2O	45	1	22298.4	Humedad polvo prensa	H_2O	56	1	2162.3
Combustible	CH_4	28	1	1400	Gases de escape	H_2O	111	0.2761	24654.33
Aire de combustión	N_2	28	0.77	27575.61		CO_2	111	0.017	3840.594
	O_2	28	0.21	8377.297		N_2	111	0.5857	81335.67
	H_2O	28	0.02	465.981		O_2	111	0.1206	19124.4
Aire de dilución	N_2	28	0.77	53760.06		CH_4	111	0	2.1478E-23
	O_2	28	0.21	16331.97					
	H_2O	28	0.02	907.9755					
Total				170758.92	Total				170758.92

Fuente: Autor

Tabla 12. Balance de energía, tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

ATOMIZADOR ATM 200 CON 36% DE AGUA EN BARBOTINA							
Material	ENTRADA			Material	SALIDA		
	Entalpía (KJ/kg)	Flujo (Kg/h)	Energía (KJ/h)		Entalpía (KJ/kg)	Flujo (Kg/h)	Energía (KJ/h)
Calor de combustión			9944.49	Gases escape	2727	129023	351485431
Combustible	4.64	1400	6495.60	Sólidos	14634	39642	580099318
Aire combustión	0.17	36418.89	6156.17	Humedad en polvo de prensa	15823	2094	35177858
Aire dilución	0.17	71000	11995.34				
Sólidos	14.63	39641.6	580456.49				
Agua	2.22	22298.4	353861.78				
TOTAL			968909.85	TOTAL			966762607

3.3.4. Balance de exergía

En esta sección se establece el balance de exergía de la planta de secado con el fin de obtener la destrucción de exergía en cada tasa de secado, así mismo la eficiencia exergética del proceso. Para ello en primer lugar se establece la exergía física y posteriormente la exergía química de cada corriente.

3.3.4.1. Exergía física

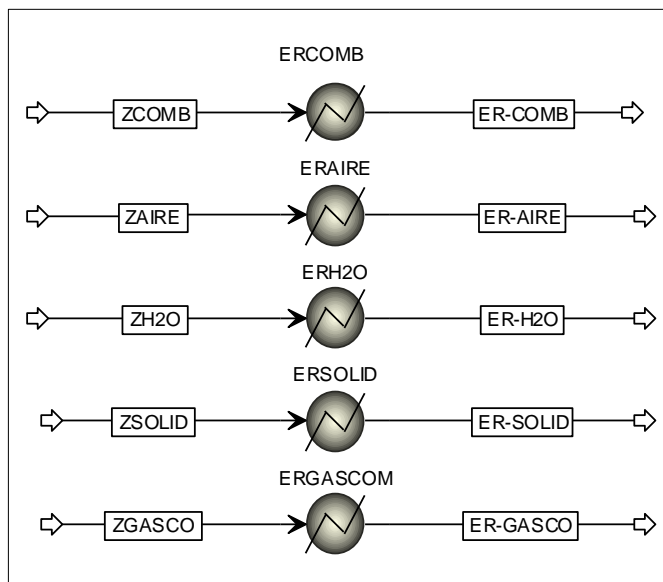
Mediante la ecuación 30 se calcula la exergía física específica de una corriente cualquiera del proceso, en donde ε_{ph} es la exergía física específica de la corriente, $h(T, p)$ y $s(T, p)$ son la entalpía y la entropía respectivamente a las condiciones de temperatura y presión de la corriente evaluada, y por otro lado $h(T_0, p_0)$ y $s(T_0, p_0)$ son la entalpía y entropía en el estado de referencia estándar considerado.

Para el cálculo de entalpías y entropía en el estado de referencia estándar ($T_0 = 298.15\text{ K}$ y $p_0 = 1.013\text{ bar}$) de las diferentes corrientes del proceso, se procede a evaluar dichas corrientes a tales condiciones mediante el software Aspen Plus como se muestra en la figura 18, en donde ER-COMB es la corriente de combustible, ER-AIRE, la corriente de aire de combustión y de dilución, ER-H2O, el agua contenida en la barbotina y la humedad de polvo de prensa obtenido, ER-SOLID, el conjunto de los sólidos del proceso y ER-GASCO la corriente de gases de combustión. Todas estas evaluadas en las condiciones de referencia estándar, teniendo en cuenta que dichas corrientes no cambian en su composición al variar la tasa de secado y por consiguiente solo es necesario evaluar h_0 y s_0 sólo una vez (Querol et al., 2013). El caso contrario sucede con la corriente de gases de escape de la torre de secado, en donde su composición depende estrictamente de la tasa de secado, por lo que para este caso los valores de entalpía y entropía en el estado de referencia estándar de dicha corriente se calculan para cada tasa de secado de acuerdo a como se muestra en la figura 19, en donde mediante el calculador ER se replica la composición de los gases de escape

(ER-GASES) de cada tasa de secado evaluada para obtener dichos valores de entropía y entalpía en las condiciones de referencia estándar.

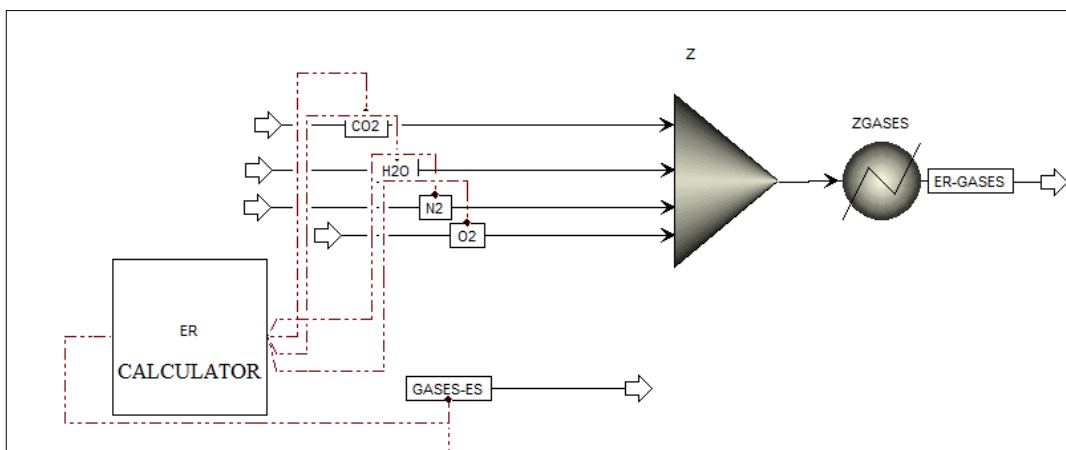
$$\varepsilon_{ph} = [h(T, p) - h(T_0, p_0)] - T_0[s(T, p) - s(T_0, p_0)] \quad (30)$$

Figura 18. Simulación del estado de referencia estándar de corrientes que conservan la misma composición, usando Aspen Plus.



Fuente: Autor

Figura 19. Simulación del estado de referencia estándar para los gases de escape de la torre de secado.



Fuente: Autor

Con el fin de ilustrar el procedimiento descrito anteriormente para el cálculo de exergía física de las corrientes de la torre de secado, en la tabla 13 se muestran las diferentes propiedades para el cálculo de la exergía física específica y total obtenidas de la simulación en el software Aspen Plus de las corrientes que intervienen en la planta para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y así mismo la composición en fracción molar de cada una de las corrientes evaluadas del proceso.

3.3.4.2. Exergía química

Para el cálculo de la exergía química de las diferentes corrientes del proceso, se emplea la ecuación 31 (Querol et al., 2013) en donde \widetilde{Ex}_{ch} es la exergía química específica en base molar de la corriente, x_i es la fracción molar de cada componente de la corriente y $\widetilde{Ex}_{ch,i}$ la exergía química de cada componente.

$$\widetilde{Ex}_{ch} = \sum x_i \widetilde{Ex}_{ch,i} \quad (31)$$

La exergía química estándar de diversos compuestos se puede encontrar fácilmente en la literatura, como se puede ver en los trabajos de Jan T. Szargut, R.Rivero y Garfias (Jan T. Szargut, 2003; R.Rivero & Garfias, 2006) en donde se pueden encontrar directamente dichos valores de exergía.

Por otro lado, la exergía química de un compuesto se puede obtener por medio de la ecuación 32 en donde $\widetilde{Ex}_{ch}(X)$ es la exergía química en base molar del compuesto, $\widetilde{Ex}_{ch,i}$ la exergía química en base molar de los elementos que conforman a dicho compuesto y $\widetilde{g}_{f0}(X)$ la energía libre de Gibbs en base molar.

$$\widetilde{Ex}_{ch}(X) = \sum n_i \widetilde{Ex}_{ch,i}(elementos) + \widetilde{g}_{f0}(X) \quad (32)$$

Tomando como referencia y aplicando la ecuación 32 y con el fin de ilustrar el procedimiento del cálculo de exergía química de las diferentes corrientes de la planta de secado, en la tabla 14 se muestran en detalle los resultados de la exergía química específica en base molar y la exergía química total de las diferentes corrientes, para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) , en donde el flujo molar se da en $kmol/hora$, la exergía específica en $kJ/kmol$ y la exergía química total en $kJ/hora$.

Los valores de exergía química específica de los compuestos son tomados de los trabajos de Jan T. Szargut, Querol et al, R.Rivero, Garfias y Szargut et al. (Jan T. Szargut, 2003; Querol et al., 2013; R.Rivero & Garfias, 2006; Szargut, Morris, & Steward, 1987).

Tabla 13. Exergía física de las corrientes de la planta de secado-para tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

Corriente	CH_4	ER-COM B	Aire Combustión	Aire de dilución	ER-AIRE	Agua barbotina	Humedad de polvo	ER-H2O	Sólidos entrada	Sólidos salida	ER-SOLID	Gases residuales	ER-GASES	Gas combustión	ER-GASCO
\dot{m} (kg/h)	1400		36418.89	71000		22298.4	2162.298		39641.6	39641.6		128955		37818.89	
$T(^{\circ}C)$	28		25	25		45	54		45	54		109		1300	
$p(bar)$	1.164		1.013	1.013		30	1.013		1.013	1.013		1.013		1.013	
$h(kj/kg)$	-4640	-4646	-169	-169	-172.07	-15869	-15823	-15962	-14643	-14634	-14659	-2727	-3290.3	-597	-2393.867
$s(kj/kg.K)$	-5.07	-5.027	0.11	0.11	0.14271	-9.01	-8.86	-9.305	-2.91	-2.88	-2.9608	0.10	-1.5295	2.03	-0.6127407
$h - h_0$	6.59		3.03	3.12		92.62	139.41		16.39	25.40		550.64		1796.38	
$s - s_0$	-0.04		-0.03	-0.03		0.29	0.45		0.05	0.08		1.62		2.65	
$ex_{ph}(kj/kg)$	18.70		12.04	12.13		6.05	6.54		0.96	1.68		66.52		1007.32	
$Ex_{ph}(kj/h)$	26174		438654	861395		134840	14544		38192	66400		8573850		38095689	
Fracción molar															
CH_4	1.000	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
N_2	0.000	0.000	0.774	0.774	0.774	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.586	0.586	0.724	0.724
O_2	0.000	0.000	0.206	0.206	0.206	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.121	0.121	0.064	0.064
CO_2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.018	0.018	0.064	0.064
H_2O	0.000	0.000	0.020	0.020	0.020	1.000	1.000	1.000	0.000	0.000	0.000	0.276	0.276	0.147	0.147
Al_2O_3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.095	0.095	0.095	0.000	0.000	0.000	0.000
SiO_2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.808	0.808	0.808	0.000	0.000	0.000	0.000
Na_2O	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.081	0.081	0.081	0.000	0.000	0.000	0.000
Fe_2O_3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.001	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000
CaO	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004	0.004	0.004	0.000	0.000	0.000	0.000
MgO	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.011	0.011	0.011	0.000	0.000	0.000	0.000

Fuente: Autor

Tabla 14. Exergía química de las corrientes de la planta de secado, para tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

Corriente	Combustible	Aire combustión	Aire dilución	Agua barbotina	Humedad del polvo	Sólidos entrada	Sólidos salida	Gases residuales	Gases combustión
\dot{n}	87.2668	1272.035	2479.872	1237.749	120.0258	618.9232	618.9232	4956.897	1359.302
$\dot{E}x_{CH_4}$	836510	---	---	---	---	---	---	---	---
$\dot{E}x_{N_2}$	---	720	720	---	---	---	---	720	720
$\dot{E}x_{O_2}$	---	3970	3970	---	---	---	---	3970	3970
$\dot{E}x_{CO_2}$	---	---	---	---	---	---	---	20140	20140
$\dot{E}x_{H_2O}$	---	3120	3120	3120	3120	---	---	3120	3120
$\dot{E}x_{Al_2O_3}$	---	---	---	---	---	15.0	15.0	---	---
$\dot{E}x_{SiO_2}$	---	---	---	---	---	2.2	2.2	---	---
$\dot{E}x_{Na_2O}$	---	---	---	---	---	296.2	296.2	---	---
$\dot{E}x_{Fe_2O_3}$	---	---	---	---	---	12.4	12.4	---	---
$\dot{E}x_{CaO}$	---	---	---	---	---	127.3	127.3	---	---
$\dot{E}x_{MgO}$	---	---	---	---	---	59.1	59.1	---	---
$\dot{E}x_{corriente}$	836510	1437.5	1437.5	3120	3120	28.3869161	28.3869161	2116	2529.23254
$\dot{E}x_{corriente}$	72999534	1828550	3564816	3861777	385040	17569	17569	10479976	3437991
Fracción molar									
CH_4	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
N_2	0.000	0.774	0.774	0.000	0.000	0.000	0.000	0.586	0.724
O_2	0.000	0.206	0.206	0.000	0.000	0.000	0.000	0.121	0.064
CO_2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.018	0.064
H_2O	0.000	0.020	0.020	1.000	1.000	0.000	0.000	0.276	0.147
Al_2O_3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.095	0.095	0.000	0.000
SiO_2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.808	0.808	0.000	0.000
Na_2O	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.081	0.081	0.000	0.000
Fe_2O_3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.001	0.000	0.000
CaO	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004	0.004	0.000	0.000
MgO	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.011	0.011	0.000	0.000

Fuente: Autor

Para llevar a cabo el balance exergético de la planta de secado se requiere de la exergía total de cada una de las corrientes que intervienen en la instalación y para ello simplemente se realiza la suma de la exergía química y la exergía física de cada una de las corrientes como se puede observar en la tabla 15 en donde se muestran los valores de exergía total en *kJ/hora* de las corrientes del proceso para la tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

Tabla 15. Exergía total de las corrientes de la planta de secado ATM 200

Corriente	Combustible	Aire combustión	Aire dilución	Agua barbotina	Humedad del polvo	Sólidos entrada	Sólidos salida	Gases residuales	Gases de combustión
$Ex_{física}$	18.7	12.04	12.13	6.05	6.54	0.96	1.68	66.52	1007.32
$Ex_{física}$	26175	438654	861395	134840	14544	38192	66400	8573850	38095689
$ex_{química}$	836510	1437.5	1437.5	3120	3120	28.39	28.39	2116	2529.23
$\dot{e}x_{química}$	72999534	1828550	3564816	3861777	385040	17569	17569	10479976	3437991
$\dot{E}x$	73025708	2267204	4426211	3996617	399584	55761	83969	19053826	41533680

Fuente: Autor

3.3.4.3. Balance exergético de la planta de secado

Teniendo como referencia la figura 15 y partiendo del balance de exergía del sistema reactivo que se da en la cámara de combustión como se muestra en la ecuación 33 (Cengel & Boles, 2012), y teniendo en cuenta que el aire caliente que entra a la torre de secado es el resultado de los gases de combustión más el aire de dilución y además despejando $\dot{E}x_{fg}$ de la ecuación 33, se obtiene el balance de exergía para el sistema completo (planta de secado) expresado en la ecuación 34, en donde \dot{Q} es el flujo de calor debido a la combustión, $\dot{E}x_{CA}$ es el flujo de exergía del aire de combustión, $\dot{E}x_F$ el flujo de exergía del combustible, $\dot{E}x_{fg}$ el flujo de exergía de los gases de combustión, $\dot{E}x_{dest-c}$ la exergía destruida en la combustión, $\dot{E}x_{DA}$ el flujo de exergía del aire de dilución, $\dot{E}x_w$ el flujo de exergía del agua contenida en la barbotina, $\dot{E}x_{sin}$ el flujo de exergía de los sólidos de la barbotina que ingresan a la torre de secado, $\dot{E}x_{wg}$ el flujo de exergía de los gases residuales que salen de la torre de secado, $\dot{E}x_{Sout}$ el flujo de exergía de los sólidos del polvo húmedo, $\dot{E}x_h$ la exergía de la humedad del polvo húmedo y $\dot{E}x_{dest-TS}$ la exergía destruida en la torre de secado.

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{E}x_{CA} + \dot{E}x_F = \dot{E}x_{fg} + \dot{E}x_{dest-c} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{E}x_{CA} + \dot{E}x_F - \dot{E}x_{dest-c} + \dot{E}x_{DA} + \dot{E}x_w + \dot{E}x_{sin} \\ = \dot{E}x_{wg} + \dot{E}x_{Sout} + \dot{E}x_h + \dot{E}x_{dest-TS} \end{aligned} \quad (34)$$

En la tabla 16 se presenta el balance de exergía de la torre de secado para la tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) en donde se presenta un flujo de exergía hacia la torre de secado de 49118261.28 kJ/h y un flujo de exergía que la abandona de 17766317.97 kJ/h, por lo que se puede deducir que la exergía destruida para esta tasa de secado es de 31351943.31 kJ/h solamente en la torre de secado, ya que en la cámara de combustión se calcula una destrucción de exergía de 25351312 kJ/h.

Con base en lo anterior se calcula la eficiencia exergética del proceso para dicha tasa de secado con base en la ecuación 35 en donde η_{II} es la eficiencia exergética, $\dot{E}x_{in}$ es el flujo de exergía total que entrada a la torre de secado y $\dot{E}x_{out}$ el flujo de exergía total que sale de la torre de secado.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{in}}{\dot{E}x_{out}} \quad (35)$$

Tabla 16. Balance de exergía en la torre de secado, tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200)

Exergía de entrada								
Corriente	\dot{Q}	Aire combustión	Combustible	Ex dest-c	Aire dilución	Agua barbotina	Sólidos entrada	
Energía (kJ/h)	-9944485	---	---	---	---	---	---	---
$\dot{E}x(Kj/h)$	-8059765	2267204	73025708	-25699468	4426211	3996617	55761	---
TOTAL (kJ/h)	---	---	---	---	---	---	---	50012268
Exergía de salida								
	Gases residuales	Sólidos salida	Humedad del polvo					
$\dot{E}x(Kj/h)$	19053827	83969	399583					
TOTAL (kJ/h)	---	---	---					
								19537379

Fuente: Autor

3.4. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para cada una de las tasas de secado (ver tabla 9) consideradas en el presente estudio con base en los resultados de la simulación de proceso de secado de barbotina cerámica y a los balances de masa, energía y exergía del mismo proceso desarrollado en la sección anterior.

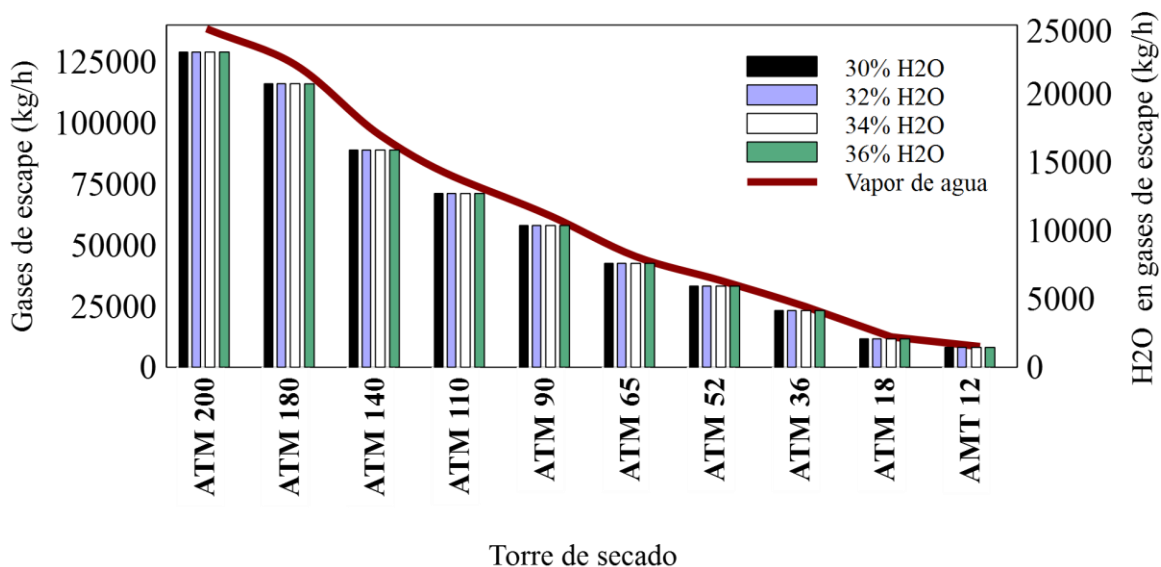
3.4.1. Resultados balance de masa

Se presentan los resultados generados a partir del balance de masa del proceso, con base en la simulación en el software Aspen Plus en donde principalmente el análisis se centra en los gases residuales de la torre de secado para cada una de las tasas bajo análisis como se puede observar en la figura 20.

De la figura 20 se puede observar que el flujo másico de los gases residuales se encuentra entre 8100 kg/h para una tasa de secado de 2500 kg/h (ATM 12) y 128955 kg/h para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200). Así mismo se puede ver que el vapor de agua contenido en los gases residuales del proceso se encuentra en alrededor de 1500 kg/h para la menor tasa de secado y en un máximo de 24650 kg/h para la mayor tasa de secado, lo que significa que el vapor de agua contenido en los gases residuales del proceso de secado de barbotina se encuentra en alrededor del 19% independientemente de la tasa de secado a considerar. El vapor de agua contenido se traduce en calor latente del proceso, el cual en etapas posteriores será analizado desde el punto de vista de su aprovechamiento para la generación de potencia eléctrica, empleando como tecnología al Ciclo Rankine Orgánico.

Por otro lado, se determina que para el rango de agua contenida en la barbotina (30 hasta 36%) no se presentan variaciones considerables en el contenido de vapor de agua de los gases residuales.

Figura 20. Contenido de vapor de agua para diferentes tasas de secado.



Fuente: Autor

3.4.2. Resultados balance de energía

Se presentan los resultados generados a partir del balance de energía del proceso, con base en la simulación en el software Aspen Plus para cada una de las tasas bajo análisis.

La tabla 17 muestra el porcentaje de energía perdida con respecto al flujo de energía total del proceso o energía expulsada a la atmósfera, la cual para todas las tasas de secado evaluada se encuentra en alrededor del 36%. Así mismo se muestra la eficiencia energética, la cual se encuentra alrededor del 63% independientemente de la tasa de secado.

Tabla 17. Eficiencia y energía perdida en el proceso de secado.

	ATM200	ATM180	ATM140	ATM 110	ATM 90	ATM 65	ATM52	ATM36	ATM18	ATM12
Energía perdida (%)	36.48	36.31	35.91	36.50	36.16	36.61	36.32	36.43	36.55	37.57
Eficiencia energética (%)	63.27	63.48	63.88	63.29	63.64	63.18	63.47	63.36	63.24	62.20

Fuente: Autor

3.4.3. Resultados balance de exergía

Se presentan los resultados generados a partir del balance de exergía del proceso con base en la simulación en el software Aspen Plus en donde principalmente el análisis se centra en los gases residuales de la torre de secado para cada una de las tasas bajo análisis.

En la tabla 18 y en la figura 21 se muestra el balance de exergía para diferentes tasas de secado, así como la eficiencia exergética de cada una de ellas. En estas se puede observar el gran potencial de trabajo útil contenido en los gases residuales del proceso de secado, principalmente en los atomizadores de mayor capacidad de secado como por ejemplo el ATM 200 correspondiendo aun tasa de secado de 42000 kg/h (mayor tasa de secado) el cual presenta un flujo de exergía de alrededor de los 5293 kW en la corriente de gases del proceso, lo cual puede ser bastante prometedor en la generación de potencia eléctrica, análisis que se realizará en el capítulo siguiente.

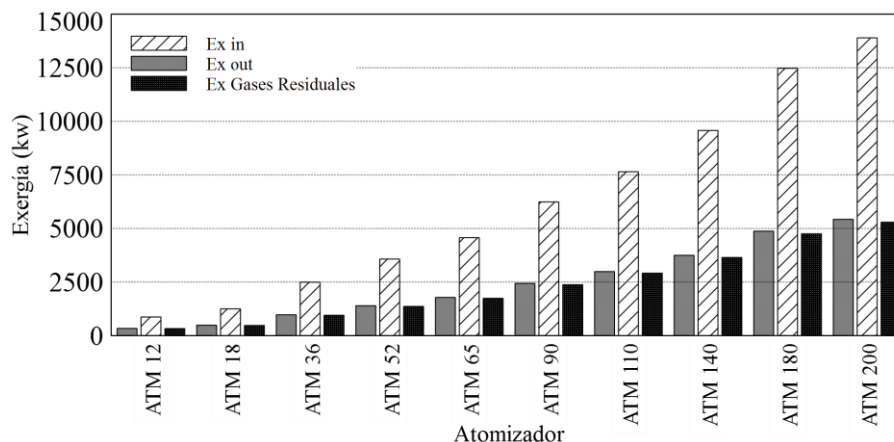
Por otro lado, la eficiencia exergética del proceso se mantiene en alrededor de 39% independientemente de la tasa de secado analizada, la cual es bastante baja comparada con la eficiencia energética del mismo.

Tabla 18. Balance de exergía para diferentes tasas de secado.

	<i>Ex dest – c (kw)</i>	<i>Ex entrada (kw)</i>	<i>Ex salida (kw)</i>	<i>Ex gases residuales(kw)</i>	η_{II}
ATM 12	449	870	338	329	38.84
ATM 18	642	1250	488	476	39.06
ATM 36	1585	2492	973	950	39.07
ATM 52	1836	3573	1397	1363	39.10
ATM 65	2349	4570	1784	1741	39.03
ATM 90	3202	6238	2438	2375	39.09
ATM 110	3929	7646	2988	2916	39.09
ATM 140	4910	9570	3748	3646	39.16
ATM 180	6404	12471	4874	4751	39.08
ATM 200	7139	13892	5427	5293	39.07

Fuente: Autor

Figura 21. Balance de exergía para diferentes tasas de secado.



CAPITULO 4

4. ANALISIS DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO EN EL APROVECHAMIENTO DE CALOR LATENTE Y SENSIBLE DE LOS GASES RESIDUALES DEL PROCESO DE SECADO DE BARBOTINA.

En esta sección se analiza el Ciclo Rankine Orgánico (ORC, por sus siglas en inglés) con el fin de obtener una región óptima de trabajo para la generación de potencia eléctrica. Para ello se simula el Ciclo Rankine Orgánico, el cual será posteriormente validado con datos de la literatura. Con base en este, se estudian los parámetros operacionales tales como presiones de trabajo, área de transferencia de calor tanto en el evaporador como en el condensador y así mismo la temperatura de trabajo y además la selección del fluido de trabajo adecuado para las características del calor residual del proceso de secado de barbotina, el cual como se ha mencionado anteriormente contiene una cantidad considerable de vapor de agua (19 % para el caso) lo que se traduce en calor latente del proceso y el cual se puede aprovechar.

4.1. Fluidos de trabajo

En la actualidad son varios los autores que han investigado extensamente acerca de los fluidos de trabajo empleados en los ORC (Fiaschi, Manfrida, Rogai, & Talluri, 2017; Hung, Wang, Kuo, Pei, & Tsai, 2010; Liu, Wei, Yang, & Wang, 2017; E. H. Wang et al., 2011), lo que nos permite realizar con base en la literatura, un proceso de preselección del grupo de fluidos de trabajo candidatos para ser evaluados en los diferentes tipos de ORC que se plantean en el presente proyecto, bajo las condiciones de los gases residuales generados en el proceso de secado de barbotina cerámica.

4.1.1. Clasificación de los fluidos de trabajo

Existen varios criterios de clasificación de los fluidos de trabajo de acuerdo a la ASHRAE, por sus siglas en inglés en donde estos pueden considerarse como sustancias puras (orgánicas e inorgánicas) o mezclas de acuerdo al tipo de fluido (ASHRAE, 2001).

En cuanto a los fluidos puros, estos se pueden identificar mediante un prefijo compuesto por la letra R (Refrigerante), también se emplea la letra C para fluidos que contienen Carbón, y las letras C, B, F, H (o alguna combinación de estas letras) para indicar la presencia de cloro, Bromo, Flúor e Hidrógeno. Así mismo a los compuestos orgánicos se les asigna la serie 600 y a los compuestos inorgánicos se les asigna la serie 700.

Dentro de los fluidos de trabajo considerados como mezclas se encuentran los zeotrópicos y azeotrópicos, los primeros presentan una temperatura de evaporación variable bajo presión especificada durante el cambio de fase. De acuerdo a la ASHRAE a estas sustancias se les designa el número 400 indicando cuales componentes están en la mezcla, y una letra mayúscula para

indicar las proporciones másicas de los componentes de la mezcla, lo cual permite diferenciar las cantidades en base másica de mezclas que presentan las mismas sustancias (ASHRAE, 2001).

Las sustancias azeotrópicas presentan una temperatura constante durante el cambio de fase y se comporta como si estuviese formada por una sola sustancia, estas se identifican mediante el número 500 (ASHRAE, 2001).

Por otro lado, de acuerdo a la pendiente de saturación, se encuentran fluidos de trabajo que pueden ser secos, húmedos e isoentrópicos. Los fluidos secos presentan una curva de saturación con pendiente positiva, los cuales son bastante llamativos ya que se pueden trabajar sin sobrecalentar el fluido y garantizan que el expansor trabaje en una sola fase. Así mismo se encuentran los fluidos húmedos los cuales presentan una curva de saturación con pendiente negativa y por último los fluidos isoentrópicos con curva de saturación con pendiente infinita (Srinivasan, Mago, & Krishnan, 2010).

4.2. Preselección de los fluidos de trabajo

En la tabla 19 se muestran los fluidos de trabajo que de acuerdo a la literatura revisada, son los más empleados en estudios relacionados con generación de potencia eléctrica mediante ORC, unos empleados experimentalmente y otros a nivel de simulación, como se puede observar en los trabajos de Delgado Torres et al., Desideri et al., Guo et al., Hung et al., Madhawa Hettiarachchi et al., Quoilin et al., Saleh et al., Srinivasan et al. y Tchanche et al. (Delgado-Torres & García-Rodríguez, 2010; Desideri, Gusev, van den Broek, Lemort, & Quoilin, 2016; Guo, Wang, & Zhang, 2010; Hung et al., 2010; Madhawa Hettiarachchi, Golubovic, Worek, & Ikegami, 2007; Quoilin, Lemort, & Lebrun, 2010; Saleh et al., 2007; Srinivasan et al., 2010; B. F. Tchanche, Papadakis, Lambrinos, & Frangoudakis, 2009). A partir de estos fluidos de trabajo se seleccionan algunos de ellos con base en el cumplimiento de varios criterios de selección como la seguridad, medio ambiente, temperatura y presión crítica, un método que también ha sido empleado por otros autores tales como Fontalvo Lascano, Armando (Fontalvo, 2015) y Bertrand Fankam Tchanche et al., (B. F. Tchanche et al., 2009) (ver tabla 20). En la tabla 21 se pueden observar los fluidos preseleccionados de acuerdo a los criterios mencionados para posteriormente evaluarlos bajo las condiciones de los gases residuales del proceso de secado de barbotina y varios tipos de ORC con el fin de seleccionar el mejor fluido de trabajo que brinde una región óptima de operación del ciclo de potencia.

4.2.1. Criterio medioambiental

En cuanto a las condiciones ambientales, se tienen en cuenta dos aspectos importantes, uno la capa de ozono estratosférica, la cual se encarga de filtrar parte de la radiación ultravioleta (UV) emitida por el sol. La exposición excesiva de radiación UV trae efectos adversos sobre la salud del ser humano, los cultivos y el fitoplancton marino. Por otro lado, la temperatura media del planeta que a lo largo de los años se ha venido aumentando a causa de la abundancia de gases de efecto invernadero en la atmósfera, ocasionando el llamado calentamiento global.

Tabla 19. Fluidos de trabajo candidatos.

Designación ASHRAE	Formula química	Peso molecular (Kg/kmol)	Temperatura de saturación a 1 atm(°C)	Temperatura crítica (°C)	Presión crítica (bar)	OD P	GWP	Clasificación grupo de seguridad	Clasificación tipo de sustancia	Clasificación Húmedo/seco /Isoentrópico
R11	CCl_3F	137.4	23.89	197.95	44.66	1	4750	A1	Pura	
R12	CCl_2F_2	120.9	-22	111.97	41.36	0.82	1090	A1	Pura	
							0			
R32	CH_2F_2	52	-52.22	78.15	57.82	0	716	A2L	Pura	Húmedo
R41	CH_3F	34	-78.33	44.25	58.7	^a 0	^a 92		Pura	
R113	CCl_2FCClF_2	187.4	47.78	214.15	34.1	0.85	6130	A1	Pura	
R114	$CClF_2CClF_2$	170.9	3.33	145.7	33.93	0.58	9180	A1	Pura	
R123	$CHCl_2CF_3$	153	27.22	183.81	36.75	0.01	77	B1	Pura	Isoentrópico
R125	CHF_2CF_3	120	12.78	66.07	36.19	0	3420	A1	Pura	
R134a	CH_2FCF_3	102	-26.11	100.95	40.6	0	1370	A1	Pura	Húmedo
R141b	CH_3CCl_2F	117	32.22	204.35	41.94	^a 0.1	^a 725		Pura	Isoentrópico
						1				
R143a	CH_3CF_3	84	-47.22	72.82	37.64	0	4180	A2L	Pura	Húmedo
R152a	CH_3CHF_2	66	-23.88	113.35	45.16	0	133	A2	Pura	Húmedo
R170	CH_3CH_3	30	-88.89	32.15	49	^a 0	^a 5.5	A3	Pura	
R218	$CF_3CF_2CF_3$	188	-37.22	71.95	61.84	0	8830	A1	Pura	
R227ea	$CF_3CH_2CF_3$	170	-16.11	101.68	29.12	0	3580	A1	Pura	Seco
R236fa	$CF_3CH_2CF_3$	152	-1.67	124.9	31.99	0	9820	A1	Pura	
R245fa	$CF_3CH_2CHF_2$	134	15	153.86	36.51	0	1050	B1	Pura	Seco
R290	$CH_3CH_2CH_3$	44	-42.22	96.75	42.5	0	20	A3	Pura	Húmedo
RC318	$-(CF_2)_4-$	200	-6.11	115.31	27.84	^a 0	^a 1030	A1	Pura	
							0			
R600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	58.1	-0.56	151.85	38	0	20	A3	Pura	Seco
R600a	$CH(CH_3)_2CH_3$	58.1	-11.67	134.55	36.5	0	20	A3	Pura	Isoentrópico
R601a	$(CH_3)_2CHCH_2CH_3$	72.15	27.78	187.85	33.81	0	20	A3	Pura	Seco
R717	NH_3	17	-33.33	132.25	113	0	<1	B2L	Pura	
R1270	$CH_3CH=CH_2$	42.1	-47.79	92.05	46	0	20	A3	Pura	
R407C	R- 32/125/R134a (23/25/52)	86.2	-43.78	86.74	46.2	0	1700	A1	Mezcla zeotrópica	
R500	R-12/152a (73.8/26.1)	99.2	-32.78	102.1	41.7	0.60 5	8100	A1	Mezcla azeotrópica	

Fuente: (ASHRAE, 2013), ^a(UN.Environmental, 2017)

Los refrigerantes catalogados como clorofluorocarbonos (CFCs) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) afectan tanto a la capa de ozono como al calentamiento global y los hidrofluorocarbonos (HFCs) influyen en el calentamiento global, y debido a esto tanto los CFCs como los HCFCs son prohibidos bajo el protocolo de Montreal y de Kioto debido a sus efectos negativos sobre el medio ambiente.

Para la decisión sobre el empleo de los fluidos de trabajo mostrados en la tabla 19, se emplea el índice de reducción de la capa de ozono (ODP, por sus siglas en inglés), el cual es un valor relativo al del refrigerante R-11 (ODP de 1.0). Aquellos fluidos de trabajo que tengan un valor del ODP diferente de cero son prohibidos bajo los protocolos de Montreal y Kioto (ASHRAE, 2013). Y por otro lado se emplea el índice del potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) para medir la capacidad de un refrigerante de atrapar energía radiante del sol, el cual se da

en relación al CO_2 ya que este es uno de los gases de efecto invernadero que más perduran en la atmósfera. El valor recomendado para el GWP es por debajo de los 2000 (ASHRAE, 2013).

4.2.2. Seguridad

En lo que respecta a la seguridad en el manejo de los fluidos de trabajo se tienen en cuenta tres consideraciones, la toxicidad, inflamabilidad y la presión de trabajo.

La toxicidad del fluido de trabajo se clasifica en dos categorías, clase A para aquellos en donde la toxicidad ha sido identificada en concentraciones menores o iguales a 400 ppm y clase B para esos en donde la toxicidad se presenta en concentraciones menores a 400 ppm.

En cuanto a la inflamabilidad se identifican tres categorías. Clase 1 para fluidos de trabajo que no muestran propagación de llama cuando se exponen al aire a 21°C y 1 atm, clase 2 para fluidos que presentan una propagación de llama en el aire a 60°C y a 1 atm, un límite de inflamabilidad inferior mayor a 0.0993 kg/m³ a 23°C y 1 atm y un calor de combustión menor a 4541.37 kcal/kg, clase 2L para aquellos que presentan una máxima velocidad de quemado de 0.09906 m/s a 23 °C y 1 atm, y clase 3 para aquellos que presentan propagación de llama a 60°C y a 1 atm y un límite de inflamabilidad inferior menor o igual a 0.0993 kg/m³ a 23°C y 1 atm o un calor de combustión superior o igual a 4541.37 kcal/kg. En la tabla 19 se puede observar la clasificación de cada uno de los fluidos

de trabajo seleccionados de acuerdo a estos dos criterios, en donde se pueden identificar 6 grupos diferentes en donde A1 sería el fluido menos peligroso y el B3 el más peligroso.

Por otro lado, de acuerdo a autores tales como Maizza et al., Feng, Yongqiang et al., Eyerer, Sebastián et al., y Tchance, Bertrand et al. (Eyerer, Wieland, Vandersickel, & Spliethoff, 2016; Feng et al., 2015; Maizza & Maizza, 1995; B. Tchance, Lambrinos, Frangoudakis, & Papadakis, 2011) , el rango adecuado de presión para trabajar con ORC sería entre 0.1 y 2.5 Mpa lo que garantiza la seguridad en la operación sin agregar elementos adicionales y así mismo una relación de presión adecuada sería de 3.5.

4.2.3. Temperatura crítica

La temperatura de salida de los gases residuales del proceso de secado se encuentra alrededor de los 109°C. De acuerdo a la teoría de secado esta temperatura dependiendo de las condiciones operacionales, varía entre 80 y 120°C y por consiguiente en el caso se seleccionan fluidos de trabajo con temperatura crítica superior a 100°C.

Tabla 20. Fluidos preseleccionados.

Designación ASHRAE	Peso molecular (Kg/kmol)	Temperatura saturación a 1 atm(°C)	T _c (°C)	P _c (bar)
R134a	102	-26.11	100.95	40.6
R245fa	134	15	153.86	36.51

Tabla 21. Preselección de los fluidos de trabajo.

Designación ASHRAE	Temperatura crítica (°C)	Ambiental		Seguridad		Decisión
		ODP	GWP	Toxicidad	Inflamabilidad	
R11	+	-	-	+	+	Rechazado
R12	+	-	-	+	+	Rechazado
R32	-	+	+	+	+/-	Rechazado
R41	-	+	+	-	-	Rechazado
R113	+	-	-	+	+	Rechazado
R114	+	-	-	+	+	Rechazado
R123	+	-	+	-	+	Rechazado
R125	-	+	-	+	+	Rechazado
R134a	+	+	+	+	+	Aceptado
R141b	+	-	+	+	-	Rechazado
R143a	-	+	-	+	+/-	Rechazado
R152a	+	+	+	+	+/-	Rechazado
R170	-	+	+	+	-	Rechazado
R218	-	+	-	+	+	Rechazado
R227ea	+	+	-	+	+	Rechazado
R236fa	+	+	-	+	+	Rechazado
R245fa	+	+	+	-	+	Aceptado
R290	-	+	+	+	-	Rechazado
RC318	+	+	-	+	+	Rechazado
R600	+	+	+	+	-	Rechazado
R600a	+	+	+	+	-	Rechazado
R601a	+	+	+	+	-	Rechazado
R717	+	+	+	-	+/-	Rechazado
R1270	-	+	+	+	-	Rechazado
R407C	-	+	+	+	+	Rechazado
R500	+	-	-	+	+	Rechazado
R502	-	-	-	+	+	Rechazado

Fuente: Autor

4.3. SIMULACIÓN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC)

Para el análisis de la generación de potencia del proceso de aprovechamiento de los gases residuales del secado de barbotina, se emplea el Ciclo Rankine Orgánico simple (ORC) como se puede ver en la figura 22. No se analiza el ORC con recuperador debido a que el fluido orgánico a la salida del expansor presenta baja temperatura y por consiguiente a simple vista no presentaría gran utilidad con respecto al área de transferencia de calor adicional requerida para el caso (Fontalvo, 2015).

En la figura 22 se muestra el ORC, en donde GASES-ES representan a los gases residuales provenientes de la torre de secado, los cuales ingresan al evaporador HRS y bajo el cual el fluido de trabajo se evapora para ingresar al expansor TURBBINE y poder generar el trabajo necesario representado por la corriente WORK. Por otro lado, se tiene al sistema de condensación representado por la unidad COND al cual le ingresa el agua necesaria para la condensación del fluido de trabajo mediante la corriente WATER a la cual se le incrementa la presión por medio de la bomba 1 (PUMP 1). Posteriormente el agua saliente del condensador es representada por la corriente W-OUT. El fluido de trabajo condensado CSDO es ingresado nuevamente al evaporador después de alcanzar la presión necesaria por medio de la bomba 2 (PUMP 2) y comenzar nuevamente el ciclo.

4.3.1. Validación del ciclo Rankine orgánico

En la tabla 22 se muestran las condiciones operacionales bajo las cuales se hace la validación del ORC tomadas del trabajo de Seok Hun Kang (Kang, 2012) el cual es un trabajo experimental en donde emplea como fluido de trabajo al R245fa.

En la figura 23 se puede ver que la simulación llevada a cabo en este trabajo proporciona potencias muy similares a las mostradas por Seok Hun Kang bajo condiciones operacionales similares.

Figura 22. Ciclo Rankine Orgánico

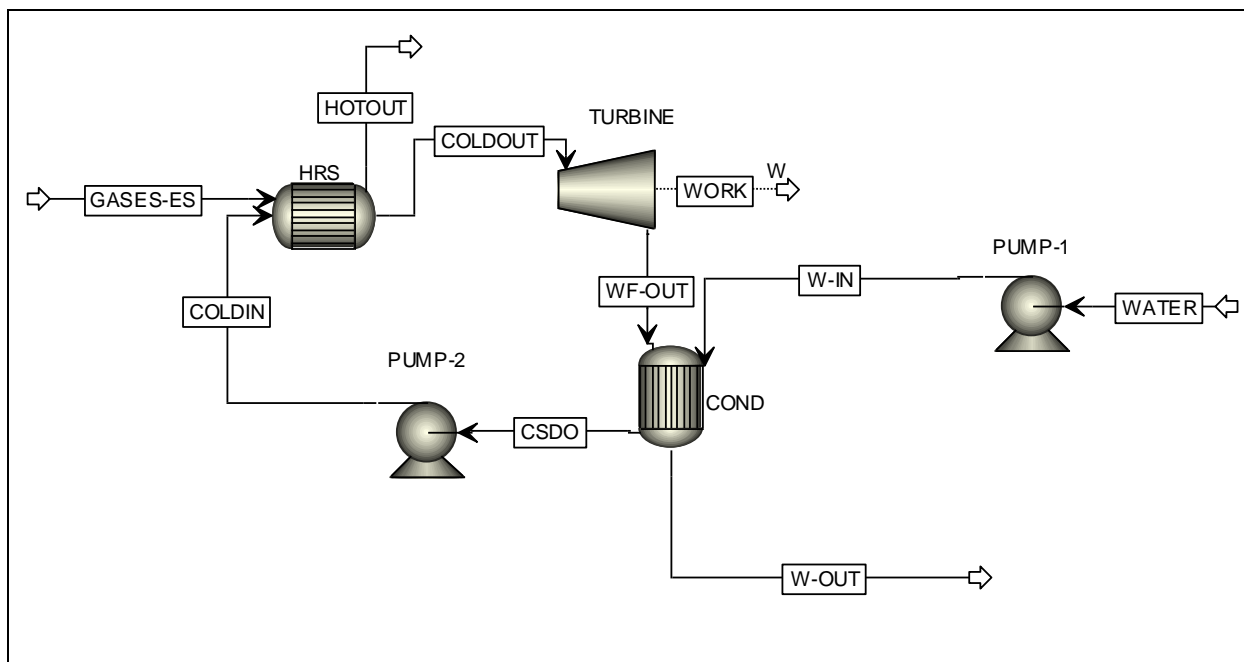
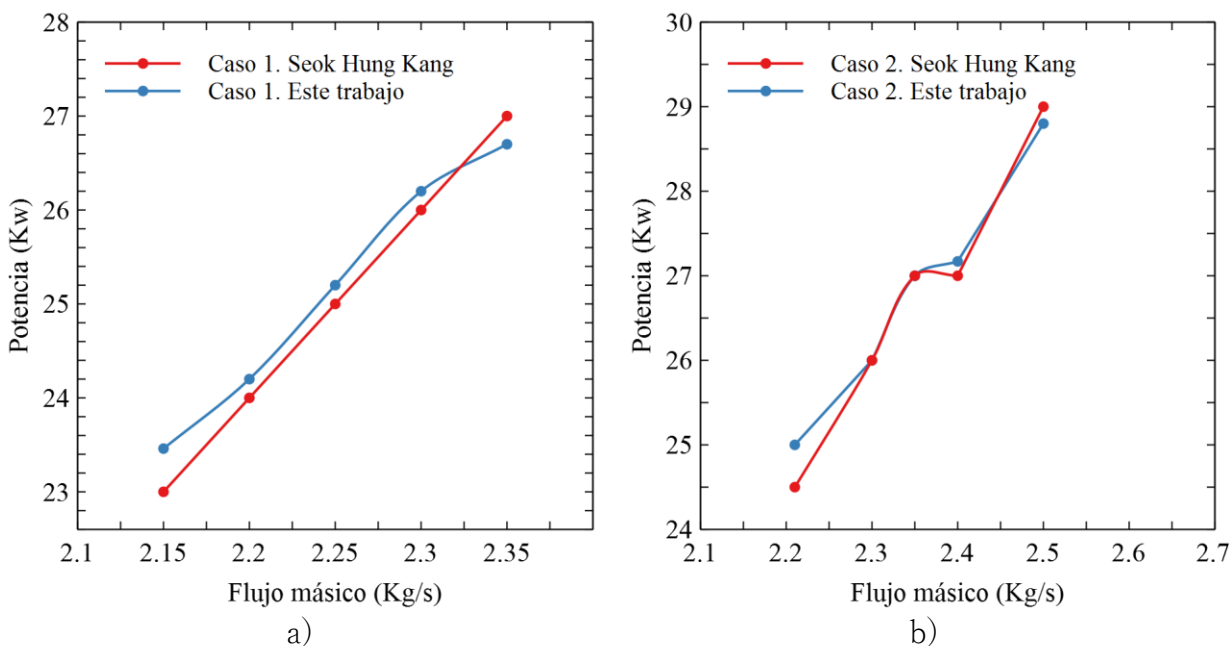


Tabla 22. Validación Ciclo Rankine Orgánico

	Posición	Seok Hun Kang		Este trabajo	
		Temp (°C)	Presión (Bar)	Temp (°C)	Presión (Bar)
Caso 1	Entrada turbina	80.7	7.6	80.8	7.6
	Salida turbina	61	2.91	62	2.91
	Salida condensador	37.4	2.34	37.1	2.34
Caso 2	Entrada turbina	83	8.04	83.07	8.04
	Salida turbina	62.4	3.04	63.65	3.04
	Salida condensador	38.9	2.44	38.3	2.44

Figura 23. Validación Ciclo Rankine Orgánico. a) Caso 1, b) Caso 2.



4.4. RESULTADOS

En esta sección se procede con el análisis del ORC mediante la simulación del mismo en el software Aspen Plus con el objetivo de seleccionar tanto el fluido de trabajo, como los mejores parámetros operacionales con el propósito de lograr el mejor desempeño en la generación de potencia eléctrica bajo las condiciones de la fuente de energía que se dispone.

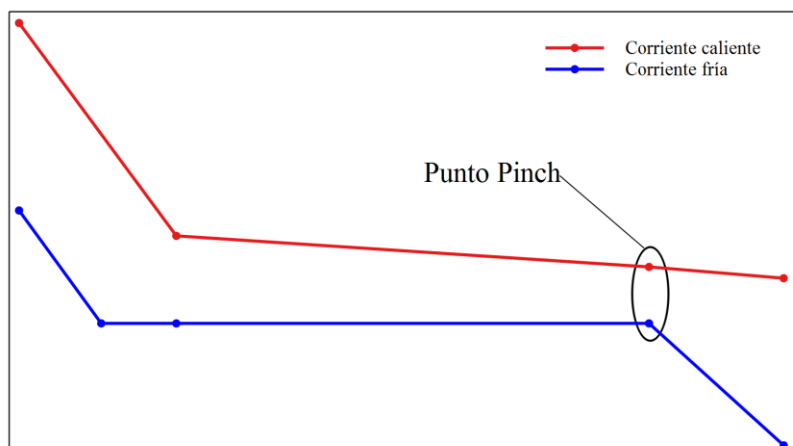
Para dicho análisis se tendrá en cuenta la caída de presión, así como el aprovechamiento de calor latente en cada caso.

Para el análisis se tiene en cuenta las siguientes condiciones.

- La presión de trabajo se selecciona entre 1 y 25 bar, ya que, de acuerdo a la literatura, este es la mejor opción por razones de seguridad en la operación de los ORC (B. F. Tchanche et al., 2009).
- La temperatura de los gases residuales se limita a la de la simulación del proceso de secado, la cual corresponde a 111°C.
- La diferencia de temperatura en el punto Pinch se analiza en 5 y 10°C para el recuperador de calor y de 5°C para el condensador, de acuerdo a análisis encontrados en la literatura (ver figura 24) (D. Wang, Ling, Peng, Liu, & Tao, 2013).
- La eficiencia isentrópica de turbina y bomba se fija en 80%.
- Relación de presión: Se trabajan con presiones de entrada y salida de la turbina y para las cuales no se presente condensación en la turbina y no se viole la segunda ley de la termodinámica en los intercambiadores de calor (cruce de temperatura de la corriente caliente y fría en el mismo punto del intercambiador).

- La potencia neta del ciclo se calcula considerando la potencia consumida tanto por la bomba del fluido de trabajo como por la bomba del agua del sistema de condensación.

Figura 24. Punto Pinch.



4.4.1. R134a como fluido de trabajo

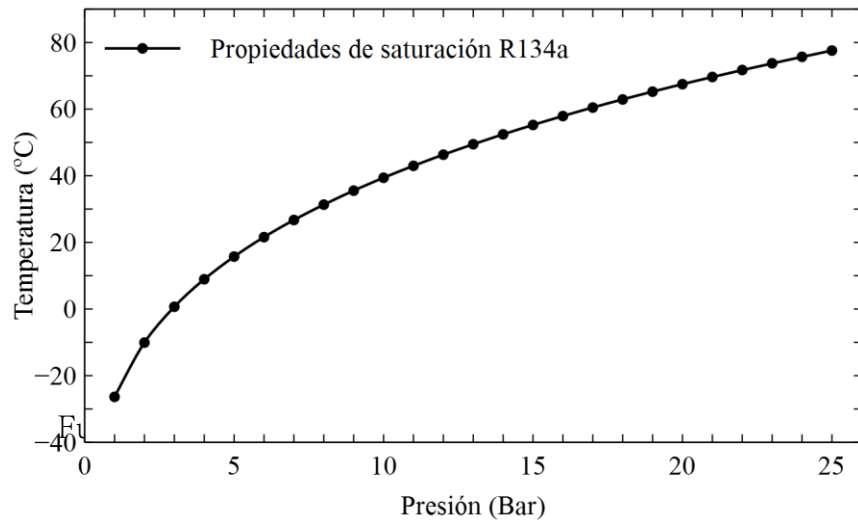
Para llevar a cabo el análisis de generación de potencia eléctrica por medio del fluido de trabajo R134a, en primer lugar, se analizan las propiedades de saturación del mismo como se muestra en la figura 25, en donde se observa que para el rango de presiones indicado para el análisis (1 a 25 bar), éste presenta una temperatura de saturación de alrededor de -26°C para 1 bar y de 77.5°C para 25 bar (“Nist Chemistry webook, SRD 69,” 2018), lo que indica que se podrían obtener buenos resultados de generación de potencia ya que la fuente de calor (corriente de gases residuales del proceso de secado de barbotina en alrededor de los 111°C) está a una temperatura superior a las indicadas.

Para dicho análisis se ha considerado inicialmente la mayor tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) con el fin de analizar la potencia neta generada, el requerimiento de áreas de transferencia de calor, fracción de vapor y eficiencias del ciclo para posteriormente realizar el análisis económico en el capítulo 5.

4.4.1.1. Potencia neta

Como se puede observar en la figura 26 para todos los parámetros analizados, se presenta una relación de presión entre 1.4 y 2.8 y para lo cual se mantiene una presión de baja de 9 bares debido a que esta es la mínima presión permitida bajo la cual no se presenta condensado en la turbina.

Figura 25. Propiedades de saturación R134a



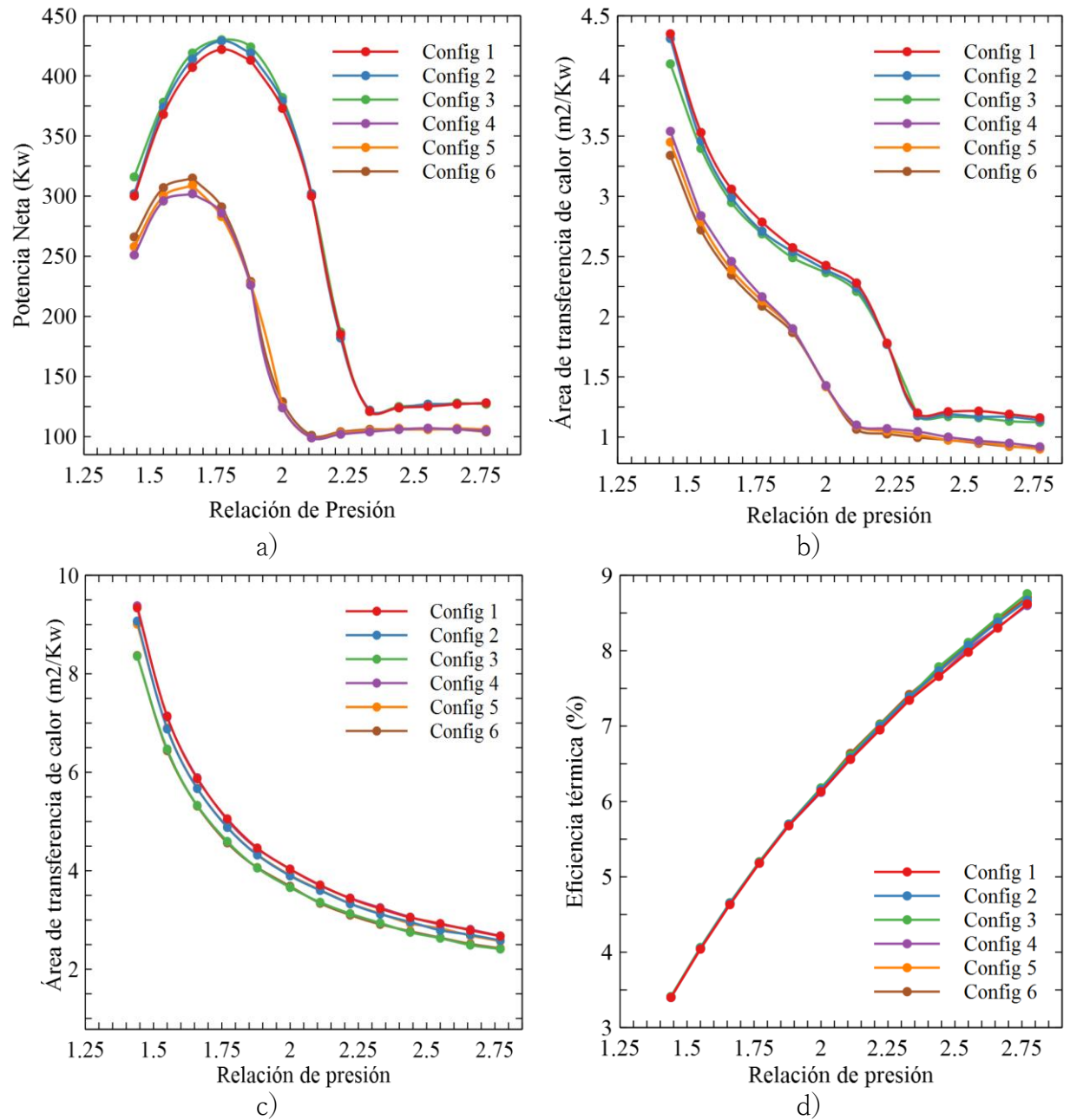
Fuente: Adaptado de (“Nist Chemistry webook, SRD 69,” 2018).

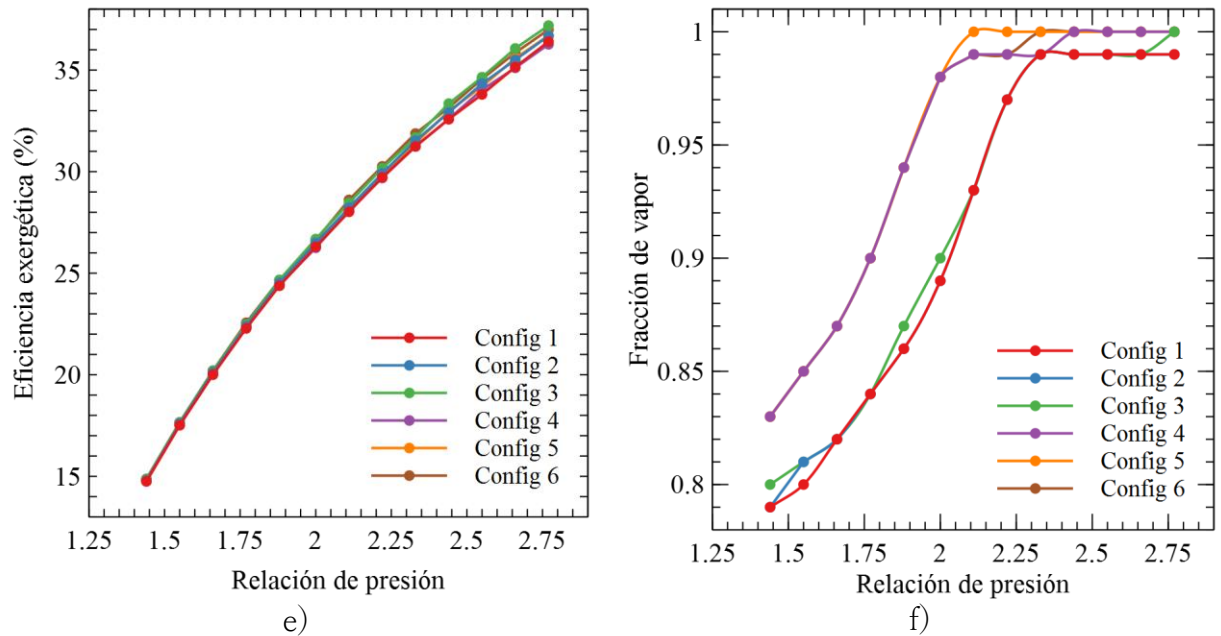
En la figura 26.a se muestra la potencia neta generada para las 6 configuraciones mostradas en la tabla 23, se puede observar que la potencia neta presenta una tendencia ascendente hasta llegar a una relación de presión de 1.8 para las configuraciones 1,2 y 3 y de 1.7 para las configuraciones 4,5 y 6, a partir de estos puntos, la potencia neta presenta una tendencia descendente hasta llegar alrededor de los 121 Kw de potencia para las configuraciones 1,2 y 3, con una relación de presión de 2.3. Así mismo se puede evidenciar este comportamiento para las configuraciones 4,5 y 6, en donde la potencia mínima alcanzada es de alrededor de 102 Kw para una relación de presión de 2.1.

Tabla 23. Configuraciones bajo análisis del sistema de potencia (ORC). R134a

	Sobrecalentamiento (°C)			Diferencia de temp. Punto Pinch (°C)			
	5	10	20	Evaporador		Condensador	
				5	10	5	10
Configuración 1	x			x		x	
Configuración 2		x		x		x	
Configuración 3			x	x		x	
Configuración 4	x				x	x	
Configuración 5		x			x	x	
Configuración 6			x		x	x	

Figura 26. Efecto de la relación de presión a) Potencia Neta, b) Área de transferencia de calor por kw evaporador, c) Área de transferencia de calor por kW condensador, d) Eficiencia térmica, e) Eficiencia exergética y f) Fracción de vapor. 6 configuraciones ciclo de potencia. R134a.





Por otro lado, se puede evidenciar que para las configuraciones 1,2 y 3, en donde la diferencia de temperatura en el punto pinch se mantiene en 5°C, las mayores potencias obtenidas en cada caso equivalen a 422 Kw, 429 Kw y 430 Kw y para las configuraciones 4, 5 y 6 en donde la diferencia de temperatura en el punto pinch se mantiene en 10°C, las mayores potencias obtenidas en cada caso son mucho más bajas que en los casos anteriores, correspondiendo a 302 kW, 309Kw y 315Kw.

4.4.1.2. Área de transferencia de calor por cada kW generado en el evaporador

Como se puede observar en la figura 26.b, el área de transferencia de calor por cada kilovatio neto generado presenta una tendencia ascendente para todas las 6 configuraciones estudiadas a medida que la relación de presión disminuye. Se puede evidenciar que para las configuraciones 1,2 y 3, se requieren áreas en promedio de 1.14 m/Kw para una relación de presión de 2.8 y de 4.25 m/kw para una relación de presión de 1.4, mientras que para las configuraciones 4, 5 y 6 se requiere en promedio de 0.9 m/kw para una relación de presión de 2.8 y 3.4 m/kw para una relación de presión de 1.4, presentándose en estos últimos casos las menores potencias obtenidas y así mismo menor área requerida.

Se puede ver que para 430 kw (configuración 3) se requiere un área de 2.7 m/Kw neto generado y para 315 kw (configuración 6) se requiere de 2.34 m/kw neto generado.

4.4.1.3. Área de transferencia de calor por cada kw generado en el condensador

Como se puede observar en la figura 26.c, el área de transferencia de calor por kw neto generado en el condensador presenta un comportamiento similar al caso anterior para las 6 configuraciones mostradas en la tabla 23. Se puede ver que para todas estas se requiere un área de

transferencia de calor por kw neto generado muy similar, en donde en promedio para la relación de presión de 1.4 se requieren de $9.8 \text{ m}^2/\text{Kw}$ y para una relación de presión máxima de 2.8 se requieren $2.5 \text{ m}^2/\text{Kw}$ neto generado, además se evidencia que para la máxima potencia neta generada de 430 Kw (configuración 3) se requiere $4.6 \text{ m}^2/\text{Kw}$ y para 315 Kw (configuración 6) se requiere de $5.3 \text{ m}^2/\text{Kw}$.

4.4.1.4. Eficiencia térmica

En la figura 26.d, se puede observar la eficiencia térmica obtenida bajo las 6 configuraciones estudiadas, se evidencia una tendencia ascendente a medida que la relación de presión aumenta de 1.4 hasta 2.8 y además se muestra que para todos los casos se presentan eficiencias térmicas muy similares que van desde 3.4% para una relación de presión de 1.4 hasta 8.6 % para una relación de presión de 2.8.

Por otro lado, se puede ver que para la máxima potencia neta obtenida de 430 Kw (configuración 3) se tiene una eficiencia térmica de 5.19% y para 315 Kw (configuración 6) se tiene una eficiencia térmica de 4.7 %.

4.4.1.5. Eficiencia exergetica

En la figura 26.e, se observa la eficiencia exergetica obtenida para las 6 configuraciones analizadas, en donde se puede ver que a medida que la relación de presión aumenta, la eficiencia exergetica presenta también una tendencia ascendente que va desde alrededor de 14.7 para una relación de presión de 1.4 hasta alrededor de 36.7% para una relación de presión de 2.8. Además, se observa que la máxima potencia neta obtenida de 430 Kw (configuración 3) presenta una eficiencia exergetica de 22.5% y para una potencia neta de 315 Kw (configuración 6) se presenta una eficiencia exergetica de 20%.

4.4.1.6. Fracción de vapor

En la figura 26.f, se puede observar la fracción de vapor obtenida al pasar los gases residuales por el evaporador, en donde al obtener fracciones de vapor menor a la unidad significa el aprovechamiento parcial del calor latente contenido en los gases residuales.

Se puede evidenciar que la relación de presión se mantiene relativamente constante en 0.99 para las configuraciones 1,2 y 3 entre una fracción de vapor entre 2.8 y 2.3 y para las configuraciones 4,5 y 6 se mantienen muy cerca de 1 para una relación de presión entre 2.8 y 2.1, lo que quiere decir para las tres últimas configuraciones se requiere de menor aprovechamiento de calor latente, siendo en estas sobre las que menor potencia neta se produce. A partir de estos puntos la fracción de vapor desciende a medida que la relación de presión lo hace. Se puede ver que para la máxima potencia neta generada de 430 Kw (configuración 3) se presenta una fracción de vapor de 0.84 y para 315 Kw (configuración 6) se tiene una fracción de vapor de 0.87, lo que quiere decir que para estos casos los gases residuales presentan condensación parcial y por consiguiente el aprovechamiento de calor latente de los mismos.

4.4.2. R245fa como fluido de trabajo

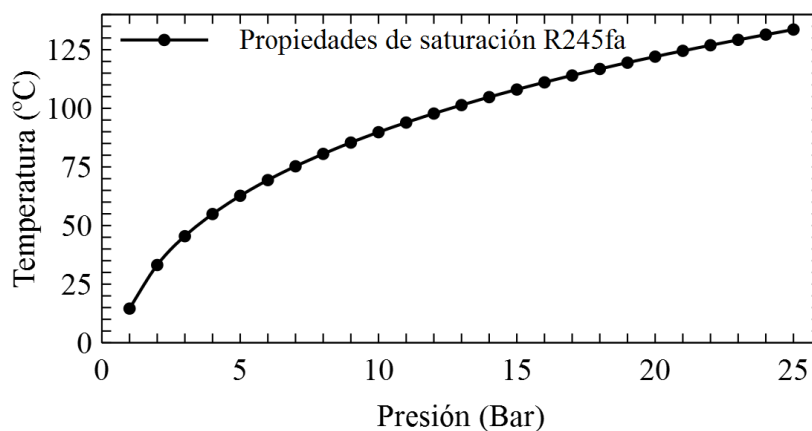
Para llevar a cabo el análisis de generación de potencia eléctrica por medio del fluido de trabajo R245fa, en primer lugar, se analizan las propiedades de saturación del mismo como se muestra en la figura 27, en donde se observa que para el rango de presiones indicado para el análisis (1 a 25 bar), éste presenta una temperatura de saturación de alrededor de 14.5 °C para 1 bar y de 133.5°C para 25 bar (“Nist Chemistry webook, SRD 69,” 2018), esta última estando por encima de la temperatura de la corriente de gases del secado de barbotina (111 °C).

Igual al caso anterior, se parte de la mayor tasa de secado correspondiente a 42000 kg/h (ATM 200) con el fin de identificar la mejor configuración para la generación de potencia y a partir de esta determinar la potencia generada con las demás tasas de secado.

En este caso se puede emplear una presión de alta de 12 bar como máximo debido a que bajo presiones superiores a esta se incurre en la violación de la segunda ley de la termodinámica en el evaporador y una presión de baja de 3.5 bar ya que, bajo presiones inferiores a esta, se presenta condensación en el expansor.

Para el análisis se tienen estudian igual que con el fluido de trabajo anterior, 6 configuraciones, tal como se puede ver en la tabla 24.

Figura 27. Propiedades de saturación. R245fa.



Fuente: Adaptado de Nist Chemistry webook, SRD 69, 2018

Tabla 24. Configuraciones bajo análisis del sistema de potencia (ORC). R245fa

	Sobrecalentamiento (°C)			Diferencia de temp. Punto Pinch (°C)			
	0	5	10	Evaporador		Condensador	
				5	10	5	10
Configuración 1	x			x		x	
Configuración 2		x		x		x	
Configuración 3			x	x		x	
Configuración 4	x				x	x	
Configuración 5		x			x	x	
Configuración 6			x		x	x	

4.4.2.1. Potencia neta

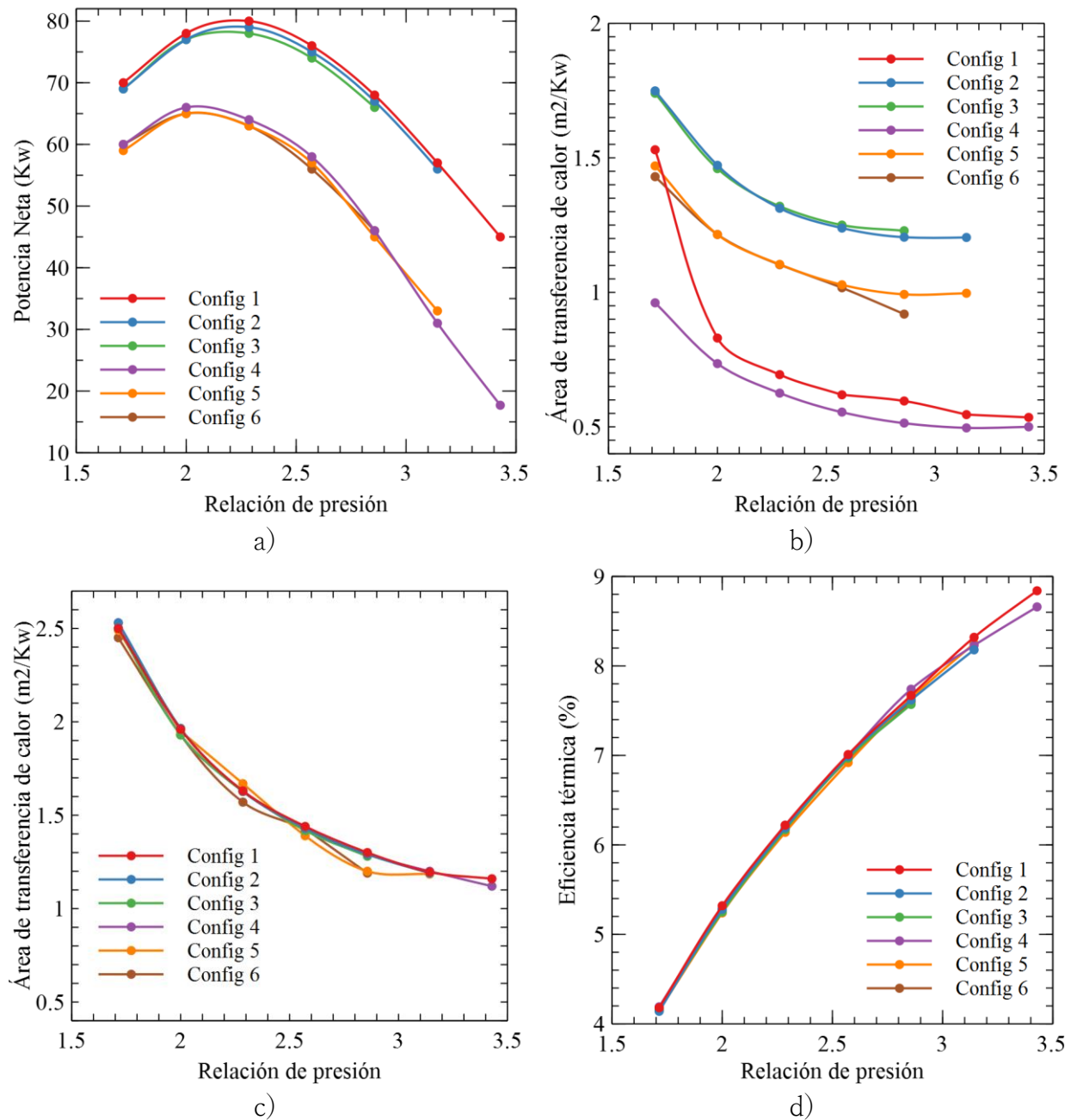
Como se puede observar en la figura 28 para todos los parámetros analizados, se presenta una relación de presión entre 1.71 y 3.4 y se mantiene una presión de baja de 3.5 bares debido a que esta es la mínima presión permitida bajo la cual no se presenta condensado en la turbina.

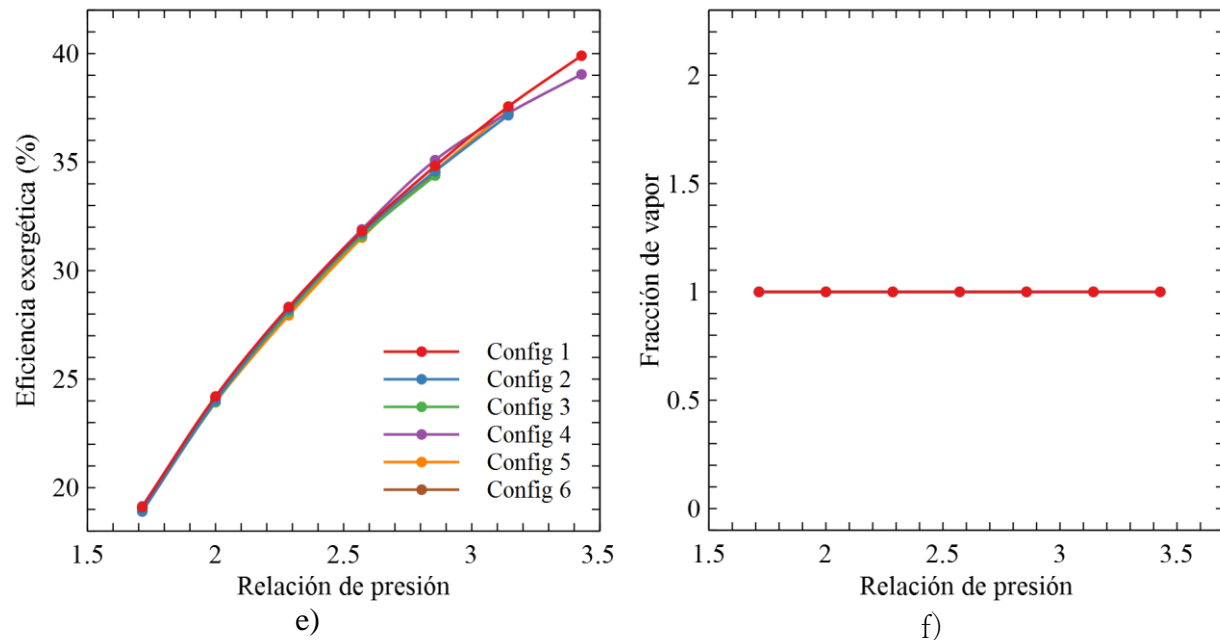
En la figura 28.a se muestra la potencia neta generada para las 6 configuraciones mostradas en la tabla 23, se puede observar que la potencia neta presenta una tendencia ascendente hasta llegar a una relación de presión de 2.3 para las configuraciones 1,2 y 3 y de 2 para las configuraciones 4,5 y 6, a partir de estos puntos, la potencia neta presenta una tendencia descendente. Se puede evidenciar que la máxima potencia neta obtenida es de 80 Kw (configuración 1) con una relación de presión de 2.3, esta para una diferencia de temperatura en el punto pinch de 5°C, mientras que la máxima potencia neta generada con 10°C de diferencia de temperatura en el punto pinch es de 65 Kw (configuración 4).

4.4.2.2. Área de transferencia de calor por cada kw generado en el evaporador

Como se puede observar en la figura 28.b, el área de transferencia de calor por cada kilovatio neto generado, presenta una tendencia ascendente para todas las 6 configuraciones estudiadas a medida que la relación de presión disminuye. Se puede evidenciar que para las configuraciones con 5°C y 10°C de sobrecalentamiento y 5°C de diferencia de temperatura en el punto pinch, presentan mayor área de transferencia de calor por Kw neto generado, seguido de las configuraciones 5 y 6 las cuales presentan 5°C y 10°C de sobrecalentamiento con 10°C de diferencia de temperatura en el punto pinch y por último se identifica un grupo con la menor área requerida correspondientes a las configuraciones 1 y 4, las cuales se encuentran bajo 0°C de sobrecalentamiento y las cuales presentan las mayores potencias netas generada de 80Kw netos para 5°C en el punto pinch y de 65 Kw para 10°C en el punto pinch.

Figura 28. Efecto de la relación de presión a) Potencia Neta, b) Área de transferencia de calor por kw evaporador, c) Área de transferencia de calor por kw condensador, d) Eficiencia térmica, e) Eficiencia exergetica f) Fracción de vapor. 6 configuraciones ciclo de potencia. R245fa.





Fuente: Autor

4.4.2.3. Área de transferencia de calor por cada kW generado en el condensador

Como se puede observar en la figura 28.c, el área de transferencia de calor presenta una tendencia ascendente a medida que la relación de presión disminuye, además se puede observar que para todos los casos se requieren áreas de transferencia de calor muy similares en donde para una relación de presión de 1.7 se requiere alrededor de $2.5 \text{ m}^2/\text{kW}$. Se puede evidenciar que para la máxima potencia de 80 kW se requiere de alrededor de $1.6 \text{ m}^2/\text{kW}$ neto generado para 5°C en el punto Pinch y para una potencia de 65Kw se requiere de alrededor de $2.9 \text{ m}^2/\text{kW}$ neto generado.

4.4.2.4. Eficiencia térmica

En la figura 28.d, se puede observar la eficiencia térmica obtenida bajo las 6 configuraciones estudiadas, se evidencia una tendencia ascendente a medida que la relación de presión aumenta de 1.7 hasta 3.4 y además se muestra que para todos los casos se presentan eficiencias térmicas muy similares que van desde 4.1% para una relación de presión de 1.7 hasta 8.8 % para una relación de presión de 3.4.

Por otro lado, se puede ver que para la máxima potencia neta obtenida de 80 kW (configuración 1) se tiene una eficiencia térmica de 6.2 % y para 65 kW (configuración 4) se tiene una eficiencia térmica de 5.4 %.

4.4.2.5. Eficiencia exergética

En la figura 28.e, se observa la eficiencia exergética obtenida para las 6 configuraciones analizadas, en donde se puede ver que a medida que la relación de presión aumenta, la eficiencia exergética presenta también una tendencia ascendente que va desde alrededor de 19 % para una relación de presión de 1.7 hasta alrededor de 40% para una relación de presión de 3.4. Además, se observa que la máxima potencia neta obtenida de 80 KW (configuración 1) presenta una eficiencia exergética de 28 % y para una potencia neta de 65 KW (configuración 4) se presenta una eficiencia exergética de 24 %.

4.4.2.6. Fracción de vapor

En la figura 28.f, se puede observar la fracción de vapor obtenida al pasar los gases residuales por el evaporador.

Se puede evidenciar que para ningunos de los 6 casos se presenta condensado por parte de los gases residuales en el evaporador, lo que quiere decir el no aprovechamiento de calor latente en este caso, esto debido a la escasa potencia generadas al emplear como fluido de trabajo al R245fa.

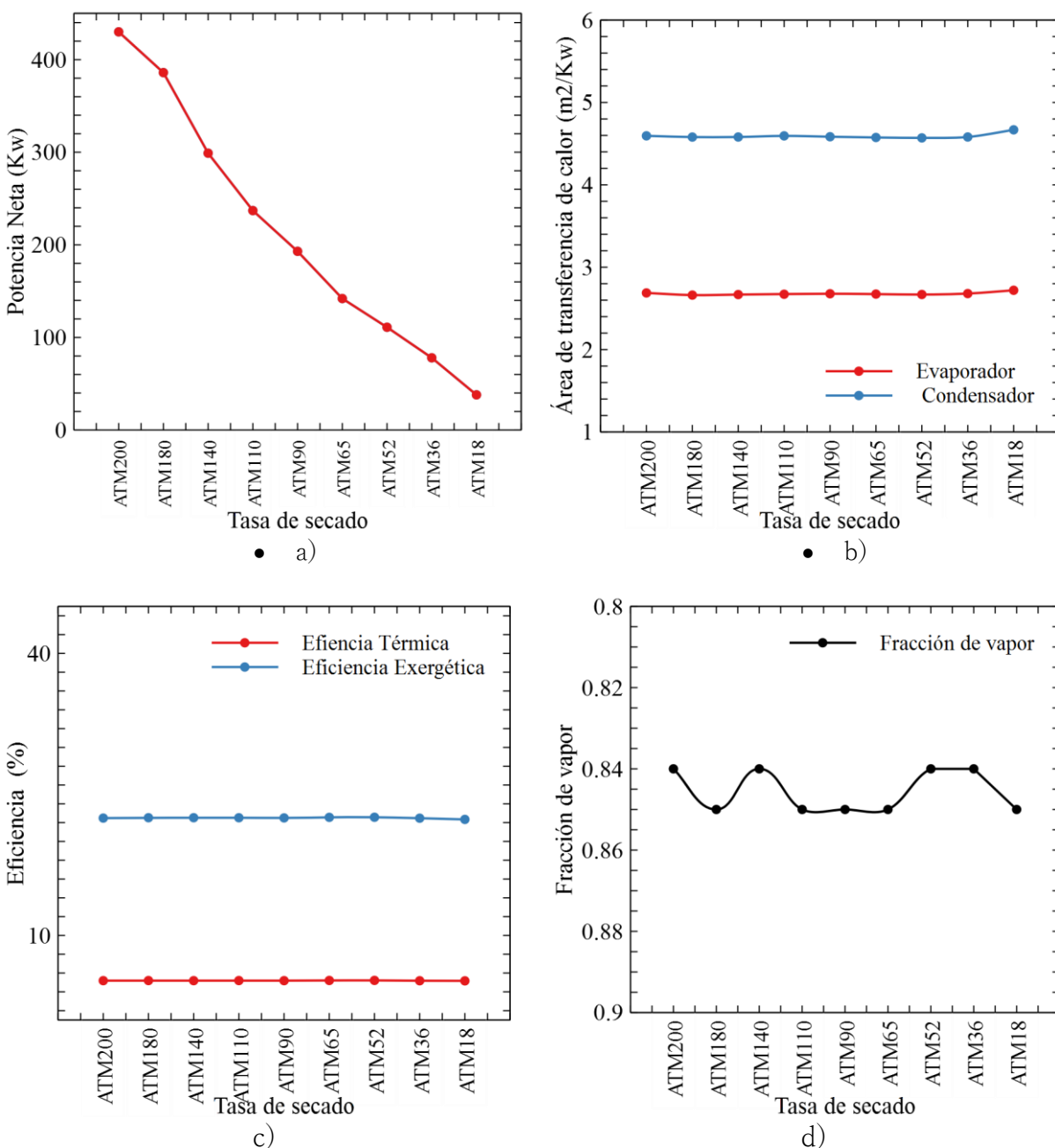
4.5. GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA BAJO DIFERENTES TASAS DE SECADO

De acuerdo a los resultados obtenidos tanto para el R134a como para el R245fa, se determina que el fluido de trabajo óptimo para el ORC bajo las condiciones de los gases residuales de los que se dispone, es el R134a debido a la relación entre potencia neta genera y el área de transferencia de calor requerida tanto en el evaporador como en el condensador. De la figura 28 se puede observar que con el R245fa se genera muy poca potencia neta comparado con el área de transferencia de calor necesaria, hecho por el cual se excluye a este fluido de trabajo para ser empleado en el análisis económico que se llevará a cabo en el capítulo 5.

Con el fin de demostrar el impacto de la tasa de secado sobre la potencia generada, en la figura 29 se presenta la potencia neta, áreas de transferencia de calor, eficiencias y fracción de vapor para cada una de las tasas de secado bajo estudio tomando como referencia la mayor potencia neta posible en cada caso. Esta determinada en la sección anterior en donde se seleccionó al R134a como el fluido óptimo para el ciclo de potencia y bajo una relación de presión de alrededor de 1.8, con una presión de alta de 16 bares y una presión de baja de 9 bares, con 20°C de sobrecalentamiento y 5°C en el punto pinch. Se puede ver que la potencia neta generada disminuye proporcionalmente a medida que la tasa de secado también lo hace, siendo de alrededor de 430KW para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y de 38 KW para una tasa de secado de 3750 kg/h (ATM 18). En cuanto a los demás factores se puede observar que se mantienen constantes a medida que varía la tasa de secado. El área de transferencia de calor por KW generado en el evaporador se mantiene en promedio en 2.6 m²/kw, el área de transferencia de calor por kW neto generado en el evaporador se mantiene en promedio en 4.8 m²/kw, la eficiencia térmica se

mantiene alrededor de 5 %, la eficiencia exergética se mantiene alrededor de 22% y finalmente la fracción de vapor de los gases residuales se mantienen en promedio en 0.84.

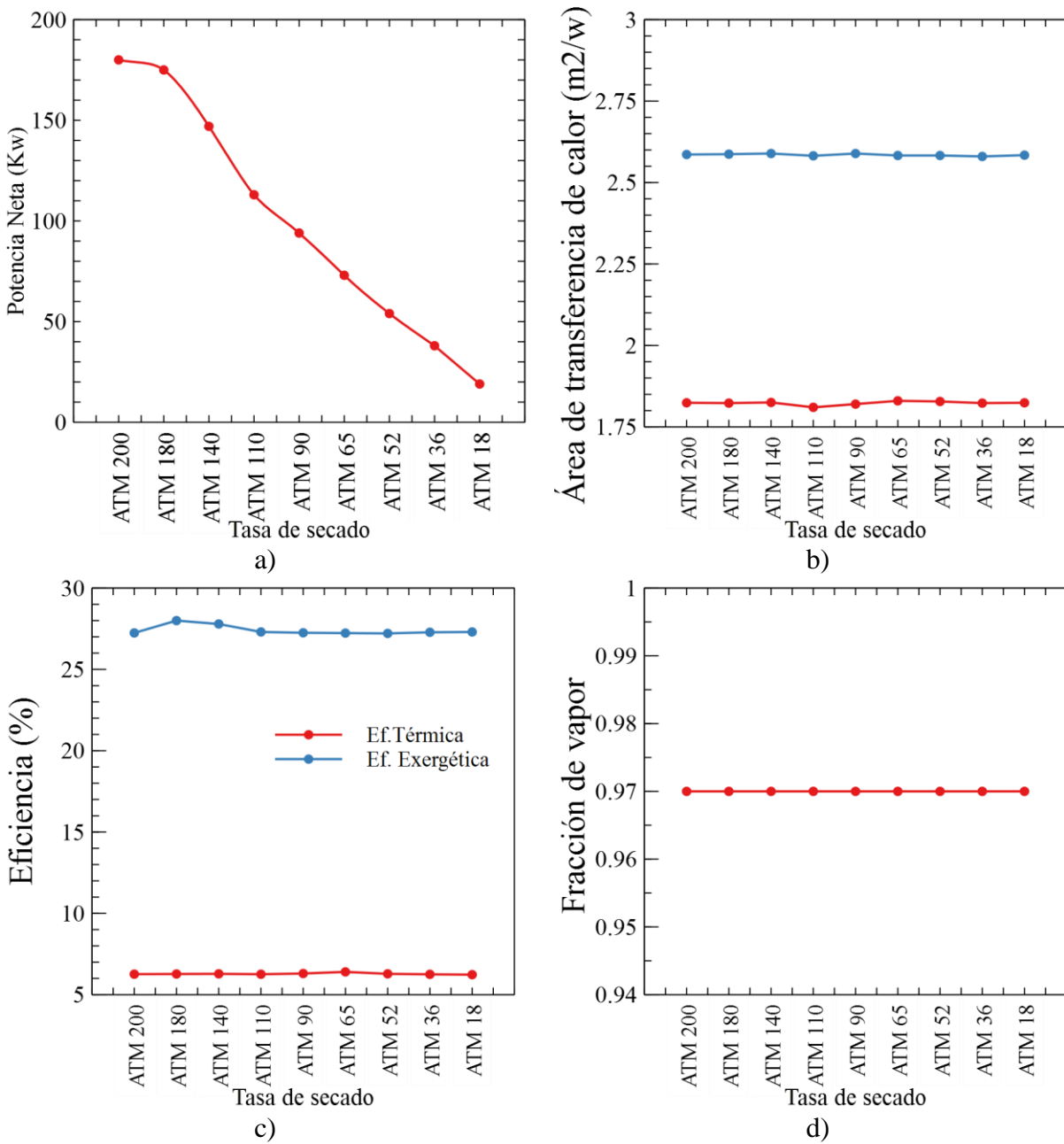
Figura 29. Mayor potencia neta posible bajo diferentes tasas de secado.



Así mismo se considera la influencia de la tasa de secado sobre la generación de potencia neta, teniendo como referente la menor área de transferencia de calor requerida por kW generado. Se puede observar en la figura 30 que, bajo esta condición, la potencia neta es bastante inferior a la obtenida en el caso anterior (ver figura 29). La relación de presión en este caso es de alrededor de 2, la potencia neta generada bajo la mayor tasa de secado es de alrededor de 180 KW y para la

menor tasa es de alrededor de 19 kW. El área de transferencia de calor se mantiene en alrededor de $1.8 \text{ m}^2/\text{kW}$ para el evaporador y de $2.6 \text{ m}^2/\text{kW}$ para el condensador independientemente de la tasa de secado. De igual forma la eficiencia térmica se mantiene en promedio en 6% y la eficiencia exergética en 27%.

Figura 30. Potencia generada con la menor área de transferencia de calor requerida. Diferentes tasas de secado



CAPITULO 5

5. ESTRUCTURA TERMOECONÓMICA PARA EL ANÁLISIS DEL APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL MEDIANTE EL CICLO RANKINE ORGANICO

En esta sección se desarrolla la estructura necesaria para el análisis y evaluación económica del sistema de generación de potencia empleando como herramienta base a la termoeconomía.

En primer lugar se establece la matriz de incidencia, la cual representará la estructura física del sistema de generación de potencia, cuyo número de filas será igual al número de equipos o de subsistemas de los que dispone el sistema en general (ORC), seguido se establece la matriz económica, la cual se instaura por medio de criterios netamente económicos con el fin de definir la matriz aumentada (matriz con igual número de filas y columnas) necesaria debido a que en el ciclo de potencia considerado y en cualquier sistema en general, el número de corrientes, por lo general es superior al número de equipos o subsistemas y por consiguiente el número de incógnitas (costo exergético y termoeconómico de cada una de las corrientes) del sistema será superior al número de ecuaciones disponibles.

Por otro lado, se especifican los vectores de costos exergéticos definido y el vector de costos exergéticos asignado con el fin de determinar los costos exergéticos de cada una de las corrientes del sistema. Así mismo se establecen el vector de costos termoeconómicos definido y el vector de costos termoeconómicos asignado, permitiendo el cálculo de costos termoeconómicos de cada una de las corrientes del sistema para finalmente determinar los costos exergoeconómicos, conociendo así el costo en términos monetarios por unidad de exergía de las corrientes, principalmente de la potencia generada en el Ciclo Rankine Orgánico.

5.1. Matriz de incidencia

La matriz de incidencia es la representación matemática de la estructura física del sistema y para la cual se tienen en cuenta las principales corrientes del sistema como flujos de materia, trabajo y calor (Querol et al., 2013).

Esta es la herramienta base para los balances de masa, energía y exergía y además del cálculo de costos exergéticos, termoeconómicos y exergoeconómicos de cualquier sistema. Para desarrollarla se deben tener en cuenta los siguientes criterios, en donde los subsistemas o equipos se disponen en las filas de la matriz y las corrientes en las columnas (Querol et al., 2013; Torres & Valero, 2001).

- Se le asigna un valor de +1 para corrientes que entran a una unidad o equipo en el sistema.
- Se le asigna un valor de -1 para corrientes que salen de una unidad o equipo en el sistema.
- Se le asigna un valor de 0 para aquellas corrientes que no tienen relación con alguna unidad o equipo en el sistema.

Con el fin de simplificar la elaboración de la matriz de incidencia y teniendo como referencia la figura 22 del capítulo 4, se divide el sistema de generación de potencia en dos subsistemas como se muestra en la figura 31 bajo cierto nivel de agregación y en la tabla 25 se muestra la matriz de incidencia correspondiente al sistema de potencia (ORC) teniendo como referencia la figura 31. Como se puede observar, los gases residuales (GASES-ES) ingresan al evaporador (HRS) y por consiguiente a este campo de la matriz se le asigna el número 1, así mismo dado que la potencia generada (WORK) se deriva del subsistema Turbina + SC (turbina más el sistema de condensación), a este elemento de la matriz de incidencia se le asigna el número -1, también se puede observar que la corriente de gases residuales no tiene relación con la turbina más el sistema de condensación (TURBINA + SC) y por este motivo se le asigna el número 0. Con base en estos criterios se desarrolla la matriz de incidencia del sistema con las corrientes y subsistemas considerados como se puede ver en la tabla 25.

Figura 31. Subsistemas y corrientes asociadas.

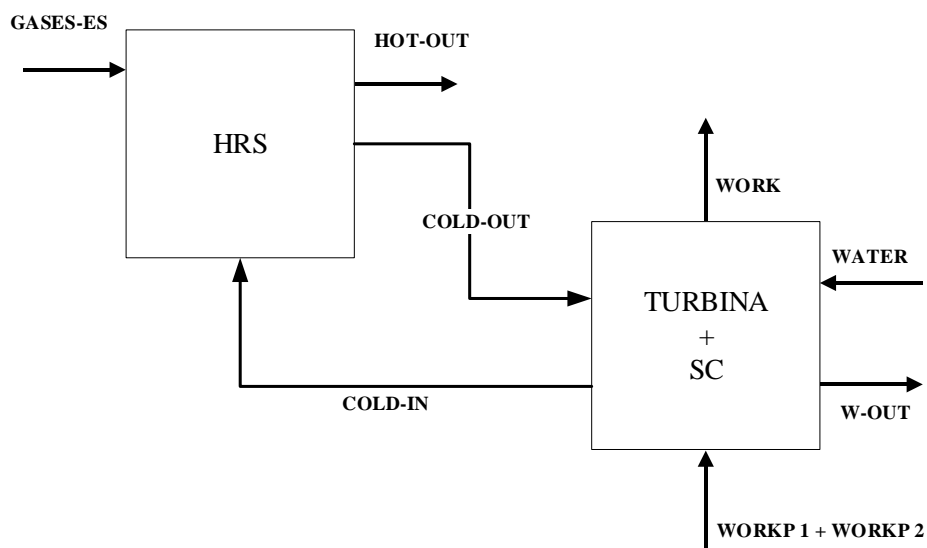


Tabla 25. Matriz de incidencia. Ciclo de potencia

		Corrientes								
Subsistemas		GASES-ES	HOT-OUT	COLD-IN	COL-OUT	WATER	W-OUT	WORK	WORKP 1	WORKP 2
	HRS	1	-1	1	-1	0	0	0	0	0
	T + SC	0	0	-1	1	1	-1	-1	1	1

5.2. Balances de masa, energía y exergía mediante la matriz de incidencia

La matriz de incidencia es de gran utilidad al establecer balances de masa, energía y exergía de cualquier sistema y para el caso no es la excepción (Querol et al., 2013). De acuerdo a la literatura, los balances de masa, energía y exergía se cumplen siguiendo las ecuaciones 36, 37 y 38, en donde \dot{m}_{in} es el flujo másico entrante al sistema, \dot{m}_{out} el flujo másico que abandona el sistema, \dot{H}_{in} el flujo de entalpía que entra al sistema, \dot{H}_{out} el flujo de entalpía saliente, $\sum \dot{E}x_i$ la exergía de las diferentes corrientes del sistema y $\dot{E}x_{d,i}$ la exergía destruida de cada equipo, todas estas por unidad de tiempo. Los balances se pueden calcular simplemente mediante la multiplicación de la matriz de incidencia por su respectivo vector de masa, entalpía, o de exergía, (ver ecuaciones 39, 40 y 41 y tabla 26) lo cual nos puede dar una idea, principalmente de la contribución de cada equipo con respecto al sistema en general en cuanto a la destrucción de exergía mediante el vector de destrucción de exergía relativo (ver tabla 30).

A modo de ilustrar los balances de masa, energía y exergía por medio de la matriz de incidencia, en la tabla 26 se puede observar los vectores correspondientes a estos para el ORC empleando los gases residuales generados a partir de una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200). Los valores correspondientes a cada una de las corrientes involucradas se obtienen a partir de la simulación tanto de la planta de secado como del Ciclo Rankine Orgánico.

Por otro lado, en la tabla 27 se ilustra el producto entre la matriz de incidencia y cada uno de los vectores correspondientes a masa, energía y exergía.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (36)$$

$$\sum \dot{H}_{in} = \sum \dot{H}_{out} \quad (37)$$

$$\sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_{d,i} \quad (38)$$

$$A_{(m \times n)} \cdot M_{(n \times 1)} = 0_{(m \times 1)} \quad (39)$$

$$A_{(m \times n)} \cdot H_{(n \times 1)} = 0_{(m \times 1)} \quad (40)$$

$$A_{(m \times n)} \cdot Ex_{(n \times 1)} = Ex_{d,(m \times 1)} \quad (41)$$

Tabla 26. Vector de masa, energía y exergía.

	Vector de masa (kg/s)	Vector de energía (KW)	Vector de Exergía (KW)
	$M(nx1)$	$H(nx1)$	$Ex (nx1)$
GASES-ES	35.8	96000	5353.85
HOT-OUT	35.8	104270	4202.84
COLD-IN	40.5	362650	496080.96
COLDOUT	40.5	354380	496969.06
WATER	610	9728700	105685.35
W-OUT	610	9720800	105870.63
WORK	---	511	511
WORKP-1	---	89	89
WORKP-2	---	40	40

En la tabla 28 se pueden observar los resultados obtenidos para el caso particular en cuanto al balance de masa, energía y exergía para el ciclo de potencia en donde Ex, d es la exergía destruida en cada componente del sistema. La desviación en el balance de energía de la tabla 28 con respecto a valores teóricos se debe a precisión en operaciones y números decimales empleados en el cálculo de las propiedades termodinámicas en el software (Querol et al., 2013).

Tabla 27. Producto entre matriz de incidencia y vectores de masa, energía y exergía.

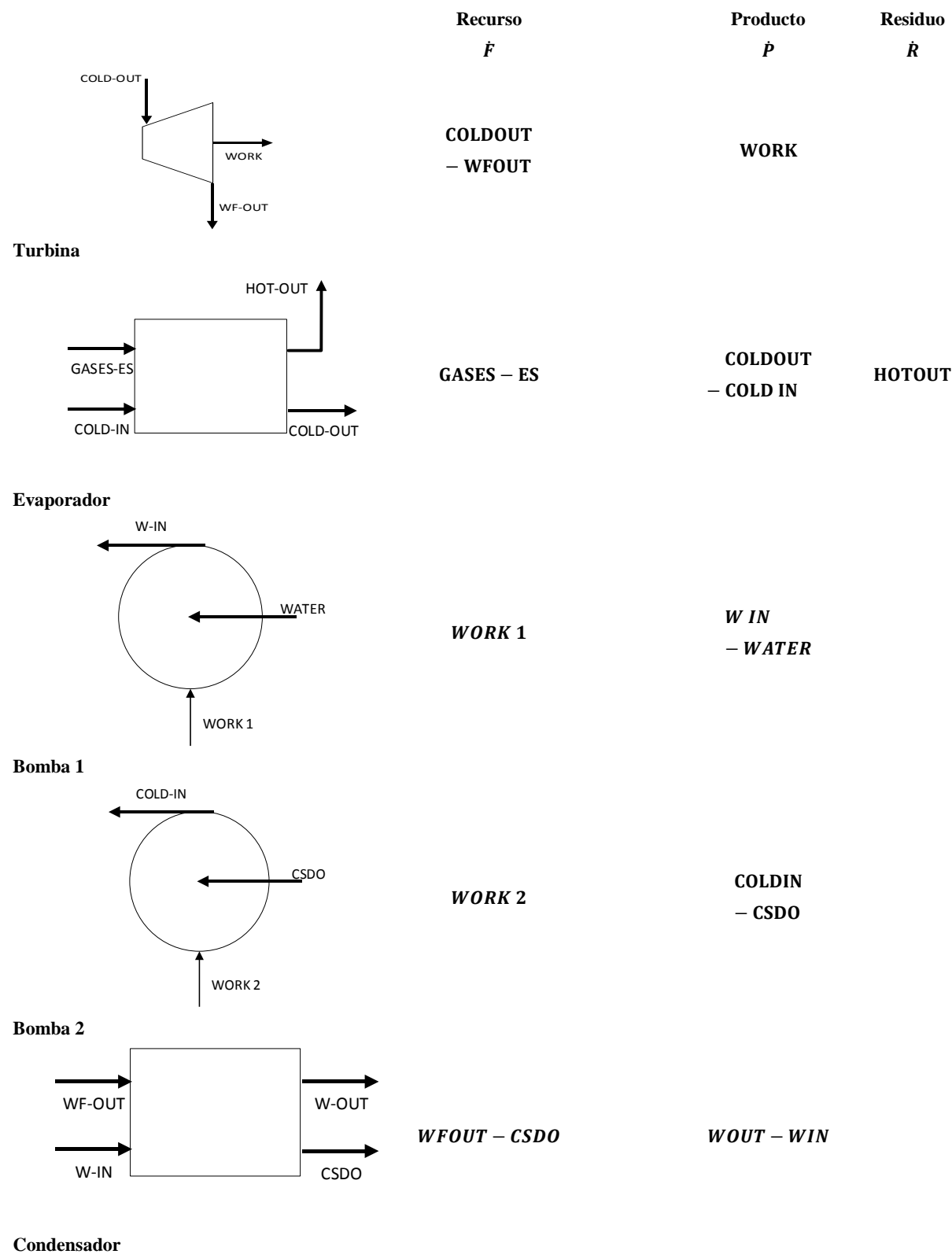
$$\begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{matrix} \boxed{M_{(nx1)}} \\ \boxed{H_{(nx1)}} \\ \boxed{Ex_{(nx1)}} \end{matrix}$$

35.8	96000	5353.85
35.8	104270	4202.84
40.5	362650	496080.96
40.5	354380	496969.06
610	9728700	105685.35
610	9720800	105870.63
0	511	511
0	89	89
0	40	40

Tabla 28. Balance de masa, energía y exergía. ORC para tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200)

	$\dot{m}(kg/s)$	$\dot{H}(Kw)$	$\dot{Ex}, d (Kw)$
HRS	0	0	262.91
T + SC	0	0.752	320.82

Figura 32. Clasificación F/P/I de cada componente del ciclo de potencia.



5.3. Costo exergético

En esta sección se establece la estructura termoeconómica necesaria para la determinación de los costos exergéticos de las diferentes corrientes que componen al sistema de generación de potencia, determinando así cuánto se invierte en térmicos de exergía para obtener cada una de las corrientes tales como el trabajo generado en la turbina, trabajo consumido por las bombas, la corriente de vapor saturado de la turbina, entre otras.

En primer lugar, se debe clasificar cada uno de los componentes del ciclo de potencia mediante la representación F/P/I como se muestra en la figura 32, en donde F corresponde a los recursos consumidos, P los productos generados e I los residuos inevitables generados durante el funcionamiento del ciclo (Lozano et al., 1989; Querol et al., 2013; Torres & Valero, 2001).

5.3.1. Matriz económica

Como se mencionó anteriormente, debido a que en los sistemas en general se disponen de mayor número de corrientes que equipos se tendrá la dificultad de tener mayor número de incógnitas que de ecuaciones disponibles y por consiguiente se requiere de la especificación de criterios adicionales en base netamente económicos, con el fin de obtener las n ecuaciones necesarias para el cálculo de costo de las corrientes (Querol et al., 2013).

A continuación, se especifican las consideraciones económicas tenidas en cuenta para la definición de la matriz económica del Ciclo Rankine Orgánico considerado en el presente estudio.

- Cuando los recursos proceden desde el exterior de los límites del sistema, el costo exergético de estos es su misma exergía como muestra la ecuación 42 en donde Ex^*_{in} es el costo exergético de los recursos que entran al sistema y \dot{Ex}_{in} el flujo de exergía de los mismos. Para el caso, la corriente de gases residuales del proceso de secado (GASES-ES) o de cualquier otro tipo de proceso, ingresan al ORC y por consiguiente se considera su exergía como su mismo costo exergético (Querol et al., 2013).

$$Ex^*_{in} = \dot{Ex}_{in} \quad (42)$$

- El costo exergético de los residuos tienen valor de 0 debido a que estos no son corrientes vendibles y por consiguiente el costo de estos se les atribuyen a los productos generados en el proceso productivo, en este caso el Ciclo Rankine Orgánico (ver ecuación 43). Para el caso, las corrientes de gases residuales del ORC (HOT-OUT) y la salida de agua del condensador (W-OUT) tendrán un valor de 0 debido a que se consideran como residuos que abandonan el sistema (Querol et al., 2013).

$$I^* = 0 \quad (43)$$

- En los casos en donde se presenten más de una salida de un componente, se deben tener las siguientes consideraciones: (i) si todas las corrientes salientes del componente o unidad del sistema son productos, estos se consideran con el mismo costo exergético unitario como se muestra en la ecuación 44, en donde los subíndices s y 1 hacen referencia a corrientes

consideradas como productos. (ii) si una de las corrientes de salida del componente es un recurso asociado a un recurso de entrada al sistema, entonces esta corriente de recurso de salida tiene un costo exergético unitario equivalente a la corriente del recurso de entrada al mismo componente como se muestra en la ecuación 44 en donde el subíndice s hace referencia al recurso de entrada asociado al componente y r al recurso saliente del componente (Querol et al., 2013).

$$\frac{Ex_s^*}{\dot{Ex}_s} = \frac{Ex_1^*}{\dot{Ex}_1} = k_1^* \quad 44$$

$$\frac{Ex_s^*}{\dot{Ex}_s} = \frac{Ex_r^*}{\dot{Ex}_r} = k_r^* \quad 45$$

Basado en los criterios anteriores se determina la matriz económica $\alpha(n - m) \times n$ en donde todas sus filas tendrán elementos ceros excluyendo las siguientes (Querol et al., 2013) (Ver figura 33).

- Recursos de entradas. Tendrán valor de 1 en el elemento de la matriz $\alpha(n - m) \times n$ correspondiente a la corriente considerada como recurso de entrada al sistema.
- Residuos. Igual al caso anterior tendrá el valor de 1 en el elemento de la matriz $\alpha(n - m) \times n$ correspondiente a la corriente considerada como residuo.
- Derivaciones. Como se mencionó anteriormente, hay casos en los que se tiene más de una salida desde un componente del sistema. Para estos casos se tomará el valor de $+1/\dot{Ex}_j$ en la columna correspondiente a la corriente j y de $-1/\dot{Ex}_k$ en la columna correspondiente a la corriente k (Querol et al., 2013).

5.3.2. Vector de costos exergéticos definido

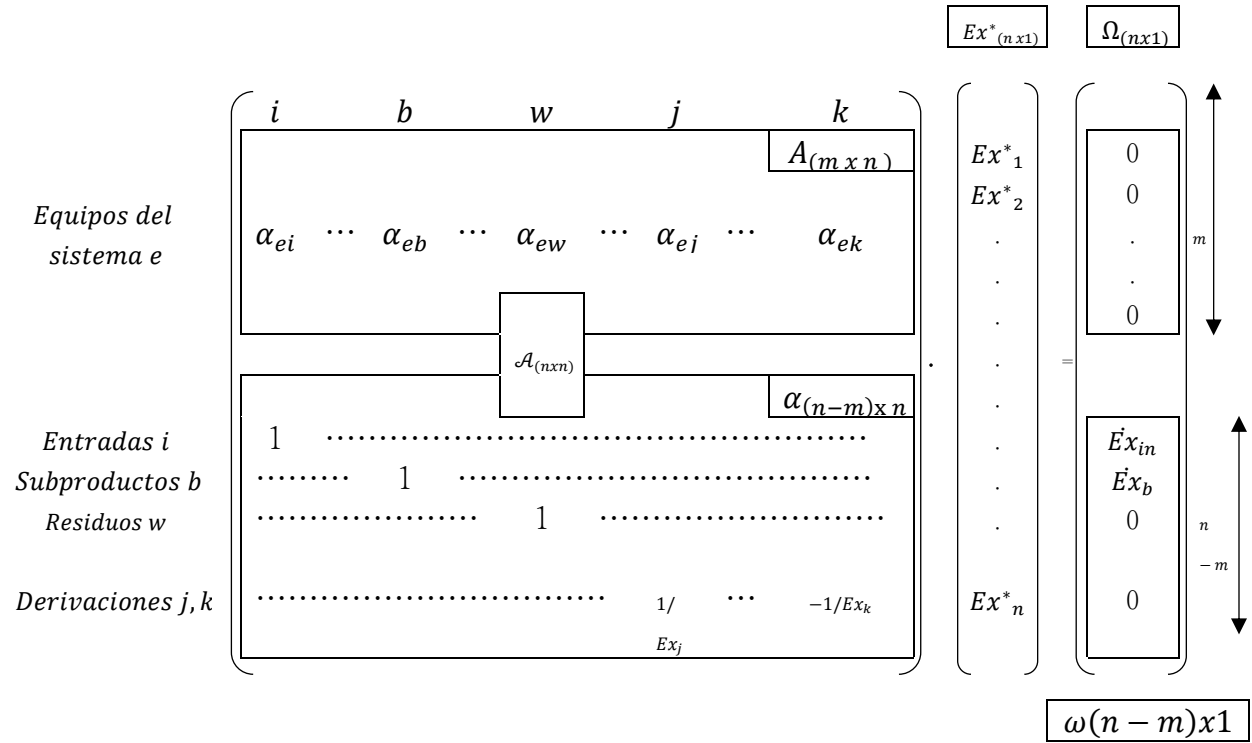
Para la formación del vector de costos exergéticos definido $\omega(n - m) \times 1$ se tienen en cuenta las siguientes condiciones.

- Entradas al sistema: \dot{Ex}_{in}
- Residuos: 0
- Derivaciones: 0

Teniendo en cuenta que n corresponde a las incógnitas y m a las ecuaciones y sabiendo que $n > m$, por medio de la ecuación 46 se pueden obtener las $n - m$ ecuaciones restantes para poder dar solución al sistema completo.

$$\alpha(n - m) \times n \cdot Ex_{(nx1)}^* = \omega(n - m) \times 1 \quad 46$$

Figura 33. Componentes del balance de costos exergéticos



Fuente. Adaptado de (Querol et al., 2013).

5.3.3. Balance de costos exergéticos

Como se puede observar en la figura 33, de la unión de la matriz de incidencia y de la matriz económica, se obtiene la matriz aumentada, la cual es una matriz cuadrada y del producto entre esta y el vector de costos exergéticos de las n corrientes del sistema, se puede obtener el vector de costos exergéticos asignado Ω cuyos primeros m elementos tienen el valor de 0 y los siguientes $n - m$ elementos correspondientes al vector de costos exergéticos definido de la sección 5.3.2 como se puede ver en la ecuación 47 la cual corresponde al balance de costos exergéticos de cualquier sistema, en donde $\mathcal{A}_{(n \times n)}$ es la matriz aumentada, $Ex^*_{(n \times 1)}$ el vector de costos exergéticos de las n corrientes y $\Omega_{(n \times 1)}$ el vector de costos exergéticos asignado. Para determinar $Ex^*_{(n \times 1)}$ se debe despejar de la ecuación 47 obteniéndose la ecuación 48, en donde $\mathcal{A}_{(n \times n)}^{-1}$ es la inversa de la matriz aumentada (Querol et al., 2013).

$$\mathcal{A}_{(n \times n)} \cdot Ex^*_{(n \times 1)} = \Omega_{(n \times 1)} \quad 47$$

$$Ex^*_{(n \times 1)} = \mathcal{A}_{(n \times n)}^{-1} \cdot \Omega_{(n \times 1)} \quad 48$$

Con el fin de ilustrar el balance de costos exergéticos y por consiguiente el cálculo de costos exergéticos de cada una de las corrientes del Ciclo Rankine Orgánico considerado para el estudio, se toman los gases residuales (GASES-ES) del proceso de secado de barbotina cuyo costo

exergético será su misma exergía debido a que en este caso es una entrada de recursos al sistema (ORC) como se determinó en la sección 5.3.1.

En la tabla 29 se puede observar la matriz aumentada para el Ciclo Rankine Orgánico, tomando los gases residuales de una tasa de 42000 kg/h (ATM 200) cuya potencia total generada es de 511 kW (ver capítulo 4). Cada una de las columnas hace referencia a las principales corrientes que intervienen en el ciclo de potencia (ver figura 32). Se puede observar que las 2 primeras filas de la matriz aumentada hacen referencia a la matriz de incidencia representada anteriormente en la tabla 25, las siguientes 7 filas hacen referencia a los recursos entrantes al sistema, residuos y derivaciones como se explicó anteriormente y los cuales hacen referencia a la matriz económica.

En la tabla 30 se muestra el vector de costos exergéticos asignado para el caso, en donde todos sus elementos son ceros, excepto los recursos de entrada al sistema, como los gases residuales (GASES-ES) y el agua para el sistema de condensación (WATER) a los cuales se les asigna su misma exergía.

En la tabla 33 se puede observar la inversa de la matriz aumentada, la cual de acuerdo a la ecuación 43 se multiplica por el vector de costos exergéticos asignado para obtener el vector de costos exergéticos de cada una de las corrientes del sistema de potencia como se muestra en la tabla 31. Así mismo se pueden obtener el vector de costos exergéticos unitario (ver tabla 32) el cual permite apreciar el costo exergético de cada corriente por unidad de exergía.

Tabla 29. Matriz aumentada para el ORC. Gases residuales desde una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

	Corrientes								
	GASES-ES	HOT-OUT	COLD-IN	COLD-OUT	WATER	W-OUT	WORK	WORKP 1	WORKP 2
HRS	1	-1	1	-1	0	0	0	0	0
T + SC	0	0	-1	1	1	-1	-1	1	1
Recurso GASES-ES	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Recurso WATER	0	0	0	0	1	0	0	0	0
Residuo HOT OUT	0	1	0	0	0	0	0	0	0
Residuo W-OUT	0	0	0	0	0	1	0	0	0
WORK_WORK P1	0	0	0	0	0	0	b	-c	0
WORK_WORK P2	0	0	0	0	0	0	b	0	-d
WORK_COLD-IN	0	0	a	0	0	0	-b	0	0

$$a = 1/Ex_{COLD-IN} = 0.000002015 \quad b = \frac{1}{Ex_{WORK}} = 0.001956 \quad c = 1/Ex_{WORKP 1} = 0.01123$$

$$d = 1/Ex_{WORKP 2} = 0.025$$

Tabla 30. Vector de costos exergéticos asignado para el ORC. Gases residuales desde una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

	Ω
HRS	0
T + SC	0
Recurso GASES-ES	5353.8
Recurso WATER	105685.35
Residuo HOT OUT	0
Residuo W-OUT	0
WORK_WORK P1	0
WORK_WORK P2	0
WORK_COLD-IN	0

Tabla 31. Vector de costos exergéticos. Corrientes del ciclo de potencia.

	Ex* (Kw)
GASES-ES	5353.80
HOT-OUT	0.00
COLD-IN	144257271.78
COLDOUT	144262625.58
WATER	105685.35
W-OUT	0.00
WORK	148536.66
WORKP-1	25870.38
WORKP-2	11627.14

Tabla 32. Vector de costos exergéticos unitario.

	Costo exergético Unitario
GASES-ES	1.00
HOT-OUT	0.00
COLD-IN	290.79
COLDOUT	290.28
WATER	1.00
W-OUT	0.00
WORK	290.68
WORKP-1	290.68
WORKP-2	290.68

Tabla 33. Inversa de la matriz aumentada.

	GASES-ES	HOT-OUT	COLD-IN	COLD-OUT	WATER	W-OUT	WORK	WORKP 1	WORKP 2
HRS	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
T + SC	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Recurso GASES-ES	-1299.16	-1299.16	1299.16	1299.16	-1299.16	-1299.16	-115624.96	-51966.27	496277.92
Recurso WATER	-1300.16	-1299.16	1300.16	1299.16	-1300.16	-1299.16	-115624.96	-51966.27	496277.92
Residuo HOT OUT	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Residuo W-OUT	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00
WORK_WORK P1	-1.34	-1.34	1.34	1.34	-1.34	-1.34	-119.05	-53.51	0.00
WORK_WORK P2	-0.23	-0.23	0.23	0.23	-0.23	-0.23	-109.74	-9.32	0.00
WORK_COLD-IN	-0.10	-0.10	0.10	0.10	-0.10	-0.10	-9.32	-44.19	0.00

5.4. Costos termoeconómicos

En esta sección se procede con el cálculo de los costos termoeconómicos de las principales corrientes del ciclo de potencia. A diferencia de los costos exergéticos, ahora se calculan los costos en términos de unidades monetarias, por ejemplo \$/seg de cada una de las corrientes del sistema, y por consiguiente el costo de la corriente de potencia generada en la turbina.

Para el cálculo de costos termoeconómicos se tendrán más incógnitas que ecuaciones, igual que en el caso anterior cuando se calculó los costos exergéticos, y por consiguiente se requiere de las $n - m$ ecuaciones adicionales bajo el mismo procedimiento anterior.

Por otro lado, en este caso en cuanto al vector de costos termoeconómicos asignado, sus primeros m elementos (vector de costos fijos) tendrán un valor diferente de cero ya que ahora se debe tener en consideración los costos de adquisición de equipos, instalación, mantenimiento y operación y por consiguiente se debe definir el vector de costos fijos (Querol et al., 2013).

5.4.1. Vector de costos fijos

En esta sección se determina el vector de costos fijos del sistema de potencia, el cual dispone de m filas correspondientes a los m equipos que disponga cualquiera sea el sistema a considerar. Para el caso se dispondrá de 2 filas ya que el sistema de potencia bajo estudio (ORC) cuenta con 2 subsistemas (HRS y T + SC). Para definir el vector de costos fijos se tiene en cuenta el costo de adquisición de equipos, operación y mantenimiento. La ecuación 49 muestra el flujo de costos fijos para cualquier sistema compuesto de costos de adquisición de equipos (\dot{Z}^I) más costos de operación y mantenimiento (\dot{Z}^{OM}) (Querol et al., 2013).

$$\dot{Z} = \dot{Z}^I + \dot{Z}^{OM} \quad 49$$

5.4.2. Flujo de costos de operación y mantenimiento (\dot{Z}^{OM})

En cuanto a los costos de mantenimiento anualizados, se puede considerar entre un 2 y un 10 % de la inversión total (TCI) y para el caso se considerará el 6% del TCI (Adrian, George, & Michael, 1995).

Para los costos de operación se tendrán en cuenta solamente los costos del personal de operación de la instalación. El número de personas necesarias para la operación de cualquier sistema se calcula por medio de la ecuación 50.

$$\frac{24 \frac{h}{día} \times 7 \frac{días}{semana} \times \frac{empleados}{turno}}{\frac{horas}{semana \cdot turno}} = \text{Número de empleados} \quad 50$$

5.4.3. Flujo de costos de inversión (\dot{Z}^I)

Se tiene en cuenta el costo de adquisición de equipos (PEC, por sus siglas en inglés), los cuales se pueden calcular por medio de la ecuación 51, teniendo como referencia el precio y la capacidad del equipo. Así mismo se considera la inversión de capital total (TCI, por sus siglas en inglés) de la instalación, en este caso el ciclo de potencia. En la literatura se puede encontrar el denominado factor de Lang de acuerdo al tipo de instalación considerada, el cual nos da la relación entre TCI y PEC como se puede observar en la ecuación 52.

$$Costo\ a = Costo\ b \left(\frac{Tamaño\ a}{Tamaño\ b} \right)^R \quad 51$$

$$\frac{TCI}{PEC} = Factor\ de\ Lang \quad 52$$

Por otro lado, también se requiere del cálculo del costo anualizado equivalente (A_{TOT}) por medio de la ecuación 53, en donde $A/P_{i,n}$ es el factor de recuperación de capital que a su vez es obtenido por medio de la ecuación 54, en donde i es el interés y n la vida útil de la instalación en años. Con estos parámetros se puede calcular el costo fijo total (FC_{TOT}), el cual es la suma del costo anualizado equivalente más el costo total de operación y mantenimiento anualizado (OM_{TOT}) (ver ecuación 55).

$$A_{TOT} = TCI \cdot \frac{A}{P_{i,n}} \quad 53$$

$$\frac{A}{P_{i,n}} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad 54$$

$$FC_{TOT} = A_{TOT} + OM_{TOT} \quad 55$$

El flujo de costos fijos anual FC_j de cada uno de los componentes del sistema se puede calcular por medio de la ecuación 56 en proporción al costo de adquisición de cada componente j , PEC_j el costo de adquisición del componente j y PEC_{TOT} el costo de adquisición total de la instalación.

Finalmente, el flujo de costos fijos de cada uno de los componentes (\dot{Z}_j) de la instalación se pueden determinar por medio de la ecuación 57, en donde OT es el tiempo de operación anual del equipo o componente del sistema (Querol et al., 2013).

$$FC_j = FC_{TOT} \cdot \frac{PEC_j}{PEC_{TOT}} \quad 56$$

$$\dot{Z}_j = \frac{FC_j}{OT} \quad 57$$

Con el fin de ilustrar la definición del vector de costos fijo del ORC considerado en el presente estudio, se toman los gases residuales del proceso de secado de barbotina correspondientes a una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y el ORC considerado con una capacidad de generación de potencia de 511 KW.

Por medio de la ecuación 51 se puede obtener el costo de los equipos específicos para el ORC con capacidad de generación de 511 kW mostrados en la tabla 35 teniendo como referencia los datos de la tabla 34.

En la tabla 36 se muestran los datos necesarios para el cálculo del flujo de costos fijos de los equipos considerados en el ciclo de potencia, empleando las ecuaciones 51 a 57. El número de empleados requeridos para la instalación se determina por medio de la ecuación 50, en donde se consideran 2 empleados por turno y 48 horas semanales.

Tabla 34. Costos de referencia equipos del ciclo de potencia.

Equipo	Parámetro	Unidades	Referencia	Costo (USD)	R	Fuente
Turbina	Potencia	KW	0.1	500	0.73	Infinity Turbine LLC
Intercambiador de calor	Área	m ²	0.12	304	0.69	Standard Xchange
Bomba	Potencia	KW	0.3	1000	0.45	Tchance

Tabla 35. Costos de equipos ORC potencia total 511 KW.

Equipo	Parámetro	Unidades	Tamaño a	Tamaño b	Costo a (USD)	Costo b (USD)
Turbina	Potencia	KW	511	0.1	254751.8	500
Evaporador	Área	m ²	903.873	0.12	143864.2	304
Condensador	Área	m ²	1398.76	0.12	194447	304
Bomba 1	Potencia	KW	89	0.3	12957.5	1000
Bomba 2	Potencia	KW	40	0.3	9041.1	1000

Tabla 36. Datos de referencia para el cálculo del flujo de costos fijos

Parámetro	Valor
Interés (<i>i</i>)	20%
Vida útil, (<i>n</i>)	20 años
%Tiempo operación anual, <i>OT</i>	7000 horas
TCI/PEC	3
Personal	7
Empleados por turno	2
Costo por empleado mensual	795 USD

En la tabla 37 se pueden observar los diferentes parámetros calculados con el fin de obtener el flujo de costos fijos (vector de costos fijos) \dot{Z}_j (USD/seg) de cada uno de los componentes o equipos del ciclo de potencia para el caso expuesto (ATM 200 y 511 KW) como se puede ver en la tabla 38. En la tabla 39 se puede observar el vector de costos fijos para los subsistemas HRS y T + SC.

Tabla 37. Parámetros requeridos para el flujo de costos fijos.

Equipo	PEC_j	PEC_{TOT}	TCI/PEC	TCI	Mantenimiento	Operación	$\frac{A}{P_{i,n}}$	A_{TOT}	FC_{TOT}
Turbina	254751.80								
Evaporador	143864.17								
Condensador	194447.04	615061.62	3	1845184.87	1107110.92	66793	0.2053	378920.7	1552824.69
Bomba 1	12957.49								
Bomba 2	9041.12								

Tabla 38. Vector de costos fijos de los componentes del sistema

	$FC_j(USD/año)$	$\dot{Z}_j(USD(seg))$
Turbina	643163.01	0.025522
Evaporador	363208.86	0.014413
Condensador	490913.68	0.019481
Bomba 1	32713.33	0.001298
Bomba 2	22825.81	0.000906

Tabla 39. Vector de costos fijos. Subsistemas del ciclo de potencia.

	$\dot{Z}_j(USD(seg))$
HRS	0.0144
T+SC	0.047207

5.4.4. Vector de costos termoeconómicos definido ϕ

Para formar el vector de costos termoeconómicos definido ϕ se toman las mismas consideraciones del caso anterior, sección 5.3.2, esta vez considerando flujos monetarios de las corrientes como sigue (Querol et al., 2013).

- **Recursos de entrada.** Su costo termoeconómico Π_{in} será igual al flujo de costo de la corriente misma.
- **Residuos.** Tomarán un costo termoeconómico igual a 0.
- **Derivaciones.** Tomarán un costo termoeconómico igual a 0.

En la tabla 40 se muestran los costos termoeconómicos definidos de los recursos entrantes al sistema de potencia. Como se puede observar el costo en unidades monetarias de la corriente de gases residuales se considera como 0 ya que esta proviene de la planta de secado de barbotina, siendo los residuos obtenidos del proceso y debido que estos no son productos vendibles se les asigna el valor de cero. Esta misma condición aplica para cualquier sistema en general en donde se generen residuos, como por ejemplo gases residuales de proceso. El costo del flujo de agua necesaria para el condensado del fluido de trabajo se limita al costo bajo el cual se pueda adquirir desde una empresa en particular o al costo de extracción de la misma si es el caso.

Tabla 40. Costos termoeconómicos definidos de los recursos del sistema (ORC)

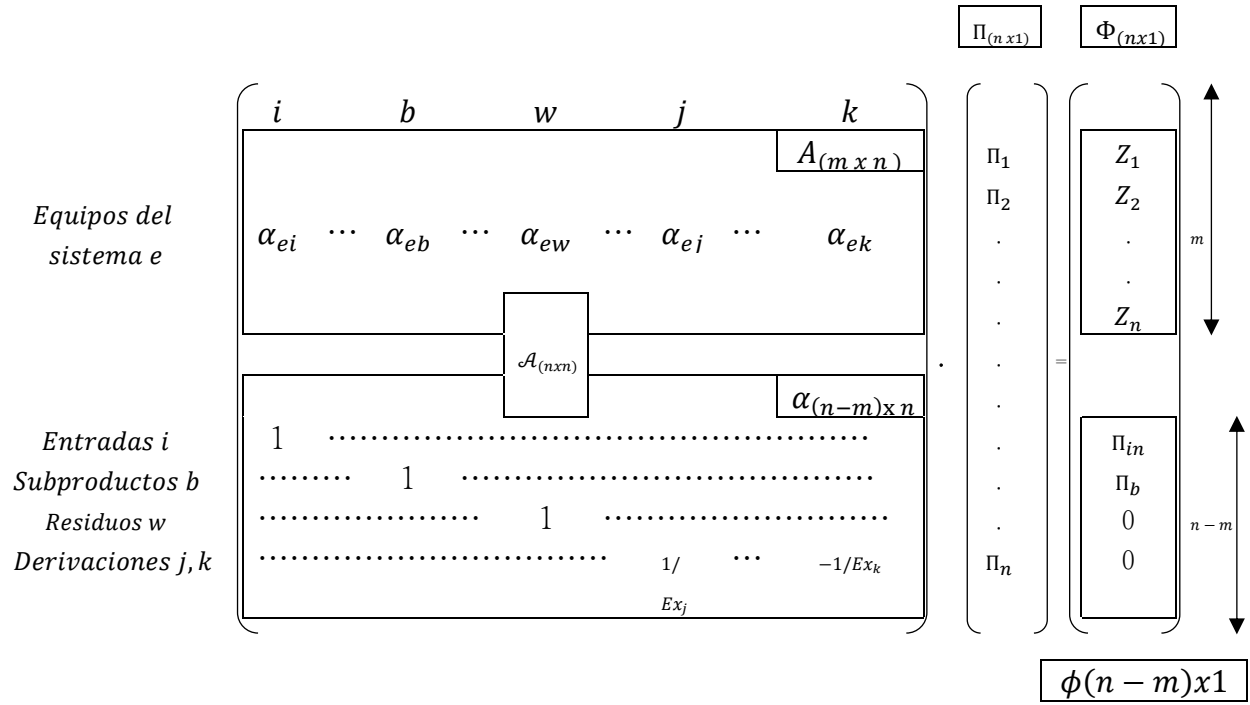
Corriente	Valor unitario (\$/m ³)	Fuente
Agua (WATER)	250	Aguas Kpital Cúcuta
Gases residuales (GASES-ES)	0	

5.4.5. Balance de costos termoeconómicos

El balance de costos termoeconómicos se da de manera muy similar al balance de costos exergéticos de la sección 5.3, pero en este caso se define al vector de costos termoeconómicos asignado Φ como la unión del vector de costos fijos \check{Z}_j y del vector de costos definidos ϕ cómo se puede ver en la ecuación 58. Por otro lado, en este caso se empleará la misma matriz aumentada definida en la sección 5.3 como se puede ver en la figura 35. Después de definido lo anterior, por medio de la ecuación 59 se establece el balance de costos termoeconómicos. En la figura 34 se puede detallar dicho balance. Despejando el vector de costos termoeconómicos de la ecuación 59 se pueden obtener los valores correspondientes a cada una de las n principales corrientes del ORC como se muestra en la ecuación 60.

$$\Phi_{(n \times 1)} = \begin{bmatrix} Z \\ \dots \\ \phi \end{bmatrix} \quad 58$$

Figura 34. Componentes del balance de costos termoeconómicos



Fuente: Adaptado de (Querol et al., 2013).

$$\mathcal{A}_{(n \times n)} \cdot \Pi_{(n \times 1)} = \Phi_{(n \times 1)} \quad 59$$

$$\Pi_{(n \times 1)} = \mathcal{A}_{(n \times n)}^{-1} \cdot \Phi_{(n \times 1)} \quad 60$$

Con el fin de ilustrar el proceso seguido en la determinación de los costos termoeconómicos de las n principales corrientes del ORC se prosigue con la misma tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y la misma capacidad de generación de potencia (511 kW) considerada en la sección 5.3.

Como se puede observar, en la tabla 41 se muestra el vector de costos termoeconómicos asignado para el caso, en donde las primeras 2 filas corresponden al vector de costos fijos definido en la tabla 38. Para el caso de ejemplo se considera un valor de 250 \$/m³ correspondiente al recurso WATER y teniendo en cuenta que para el caso se consideran alrededor de 610 kg por segundo en el sistema de condensación. Los resultados (ver sección 5.5) del presente trabajo se calculan teniendo como referencia diferentes costos del recurso WATER, partiendo de una tarifa máxima de 1985 \$/m³ para el sector industrial de acuerdo a la empresa Aguas Kpital Cúcuta S.A ESP.

Tabla 41. Vector de costos termoeconómicos asignado para el ORC. Gases residuales desde una tasa de secado de 42000kg/h (ATM 200).

	$\Phi(USD. s^{-1})$
HRS	0.0144
T + SC	0.047
Recurso GASES-ES	0
Recurso WATER	0.048
Residuo HOT OUT	0
Residuo W-OUT	0
WORK_WORK P1	0
WORK_WORK P2	0
WORK_COLD-IN	0

Teniendo ya la matriz aumentada definida en secciones anteriores y el vector de costos termoeconómicos asignado, se puede determinar los costos termoeconómicos de cada una de las n principales corrientes del ORC, especialmente el costo de generación de potencia (corriente WORK en la figura 22) mediante la ecuación 55.

En la tabla 42 se puede observar el vector de costos termoeconómicos de las n corrientes del sistema de generación de potencia para una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y en el cual se puede ver que la potencia generada (corriente WORK) requiere un costo de 0.0171 dólares por segundo (53.54 \$/seg).

Por otro lado, en la tabla 43 se encuentran los costos exergoeconómicos de las n corrientes del sistema calculados por medio de la ecuación 61 y observándose que la potencia generada tendrá un costo de alrededor de 377.2 \$/kWh para este caso en particular.

$$c = \frac{\Pi_j}{Ex_j} \quad 61$$

Tabla 42. Vector de costos termoeconómicos de las principales corrientes del sistema de generación de potencia.

	$\Pi[USD. s^{-1}]$
GASES-ES	0.00000
HOT-OUT	0.00000
COLD-IN	16.57
COLDOUT	16.59
WATER	0.0489
W-OUT	0.00000
WORK	0.0171
WORKP-1	0.00297
WORKP-2	0.00134

Tabla 43. Vector de costos exergoeconómicos de las n corrientes del sistema de generación de potencia.

	c [USD. kWh⁻¹]	c [COP. kWh⁻¹]
GASES-ES	0.0000	0.00
HOT-OUT	0.0000	0.00
COLD-IN	0.1202	376.49
COLDOUT	0.1202	376.27
WATER	0.0017	5.22
W-OUT	0.0000	0.00
WORK	0.1205	377.19
WORKP-1	0.1201	376.14
WORKP-2	0.1206	377.60

5.5. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados obtenidos a partir de la metodología para el cálculo de costos termoeconómicos y exergoeconómicos desarrollada a lo largo del presente capítulo. Así mismo se muestra el valor del factor de destrucción de exergía relativo d_i de cada componente del ciclo de potencia considerado en el presente estudio.

5.5.1. Resultados factor de destrucción de exergía relativa

El factor de destrucción de exergía relativa d_i es un indicador útil a la hora de saber la influencia de cada uno de los componentes de un sistema en cuando al impacto en destrucción de exergía de cada uno de ellos sobre el sistema en general. Para el caso del sistema de generación de potencia considerado en este estudio en primer lugar se calcula la exergía destruida total por el ORC mediante la ecuación 62, en donde $\dot{E}x_d$ es la exergía destruida por el sistema de potencia y $\dot{E}x_i$ la exergía destruida por cada componente o subsistema. Teniendo lo anterior, el factor de destrucción de exergía relativo se puede calcular para cada componente mediante la ecuación 63.

$$\dot{E}x_d = \sum_{m=1}^{i=m} \dot{E}x_i \quad (62)$$

$$d_i = \dot{E}x_{d,i} / \dot{E}x_d \quad (63)$$

En la tabla 44 se puede ver el factor de destrucción de exergía relativo de cada componente del ORC considerado en el estudio, independientemente de la tasa de secado (ver tabla 9 del capítulo 3) y la relación de presión considerada. Se puede ver que el evaporador es el equipo que más exergía destruye (36%), lo cual da respuesta a la considerable diferencia entre la exergía de la corriente de gases residuales (GASES-ES) y la exergía de la potencia generada (WORK) en cada caso estudiado, siendo esta última mucho menor que la anterior.

Tabla 44. Factor de destrucción de exergía relativo

	ATM 200	ATM 180	ATM 140	ATM 110	ATM 90	ATM 65	ATM 52	ATM 36	ATM 18
	d_i (%)								
HRS	36.05	36.84	36.75	36.76	36.61	36.73	36.58	36.52	36.36
TURBINE	12.17	12.33	12.39	12.33	12.30	12.20	12.16	12.48	12.52
COND	23.38	22.94	23.02	22.96	22.96	22.99	23.00	23.04	22.82
PUMP-2	7.18	7.26	7.30	7.33	7.22	7.34	7.41	7.22	7.17
PUMP-1	21.22	20.62	20.54	20.63	20.91	20.74	20.86	20.75	21.13
TOTAL	100	100	100	100	100	100	100	100	100

5.5.2. Resultados costos exergoeconómicos

En esta sección se muestran los resultados correspondientes a los costos de generación de energía (corriente WORK), inicialmente considerando diferentes humedades absolutas de la corriente de gases residuales con el fin de observar el impacto del flujo másico y la humedad absoluta de los gases residuales sobre el costo de generación de energía.

Seguidamente se detallan los resultados obtenidos en cuando al costo de generación de energía mediante el ORC para el caso concreto de la corriente de gases residuales del proceso de secado de barbotina estudiado en secciones anteriores.

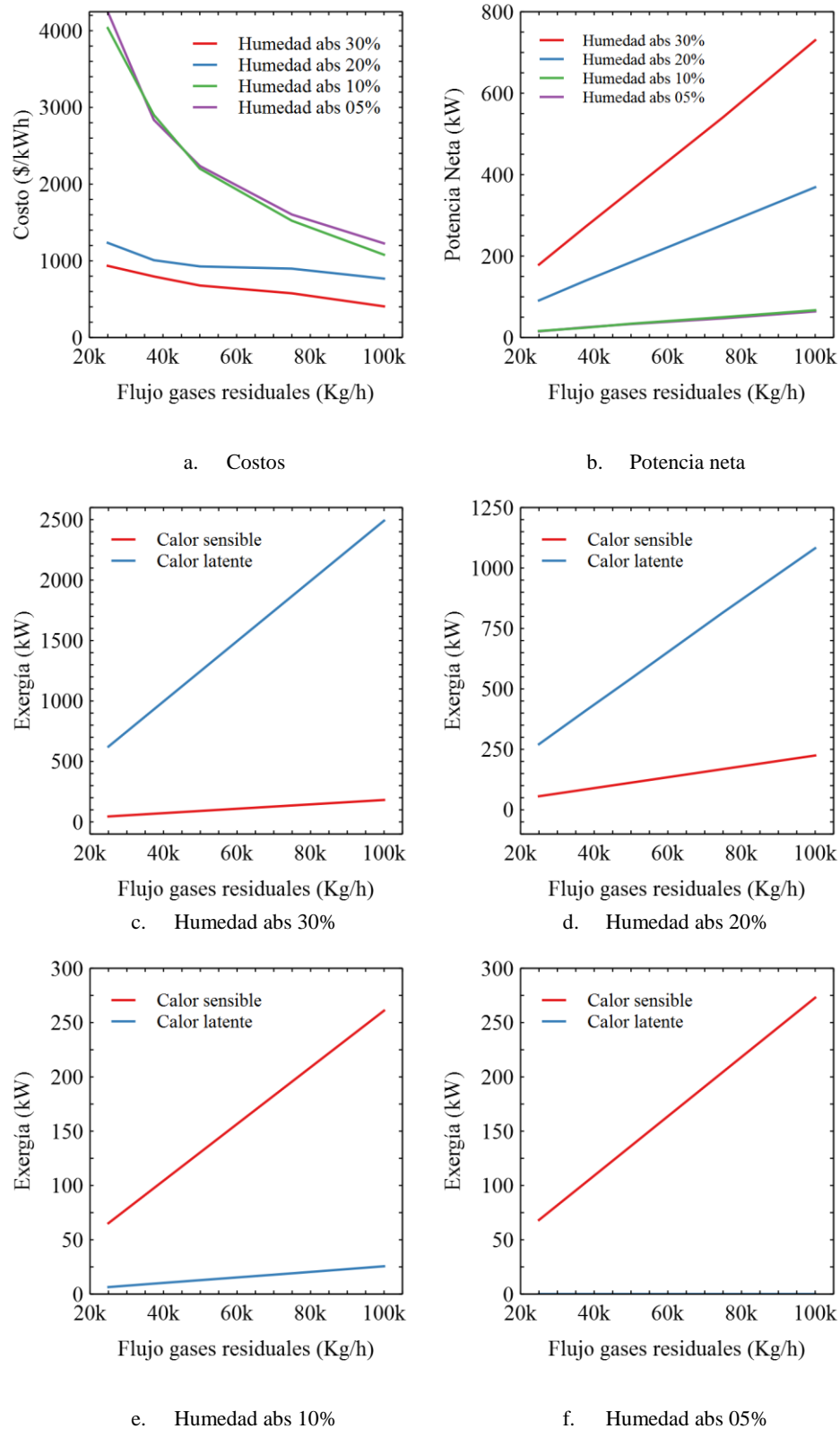
5.5.2.1. Resultados costos de generación de energía para diferentes humedades absolutas de la corriente de gases residuales.

Como se puede observar, en la figura 35 se muestran los resultados correspondientes al costo de generación de energía eléctrica, potencia neta y el calor latente y sensible para humedades absolutas comprendidas entre 30 y 5 por ciento y un flujo másico entre 100000 y 25000 kg/h para la corriente de gases residuales, manteniendo esta a una temperatura constante de 100°C.

Se puede ver que la humedad absoluta de la corriente de gases residuales presenta un impacto directo sobre los costos de energía generada, potencia neta y el calor latente y sensible aprovechado, en donde a medida que la humedad absoluta aumenta, el costo por kWh disminuye y la potencia neta aumenta. Así mismo se puede observar que entre mayor sea la humedad absoluta, mayor será el calor latente aprovechado en el evaporador, de tal modo que para una humedad absoluta de 30%, el calor latente aprovechado se encuentra entre 600 kW y 2500 kW y el calor sensible aprovechado entre alrededor de 45 kW y 180 kW, mientras que para una humedad absoluta de 5 por ciento el calor sensible aprovechado se encuentra entre alrededor de 70 kW y 270 kW y el aprovechamiento de calor latente es nulo, esto debido a que bajo esta humedad, los gases residuales no alcanzan el punto de rocío y por consiguiente la potencia neta generada es muy baja y los costos de generación muy altos como se puede observar en la figura 35.

En cuanto al costo por kWh se observan valores bastante elevados, comprendidos entre alrededor de los \$1200 y superiores a \$4000 por kWh para humedades absolutas de 10 y 5%, lo que muestra que para estas condiciones no se logran costos por kWh que puedan ser competitivos frente a valores comerciales, mientras que para humedades absolutas de 20 por ciento, se encuentran costos por cada kWh entre alrededor de \$660 y \$1200 y para una humedad absoluta de 30% se presentan costos por kWh entre alrededor de \$400 y \$850, todos los costos dependiendo del flujo másico de la corriente de gases residuales.

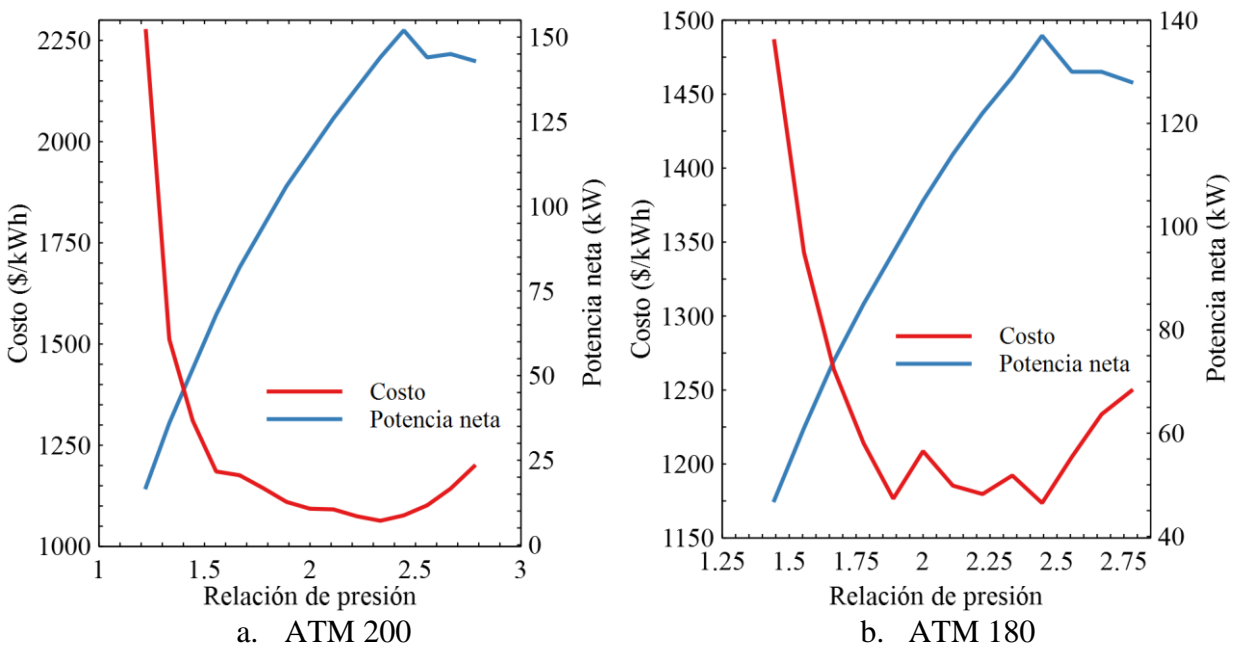
Figura 35. Costo de generación de energía eléctrica, potencia neta, calor latente y sensible bajo diferentes humedades absolutas.



5.5.2.2. Resultados costos de generación de energía eléctrica a partir de los gases residuales de diferentes tasas de secado de barbotina.

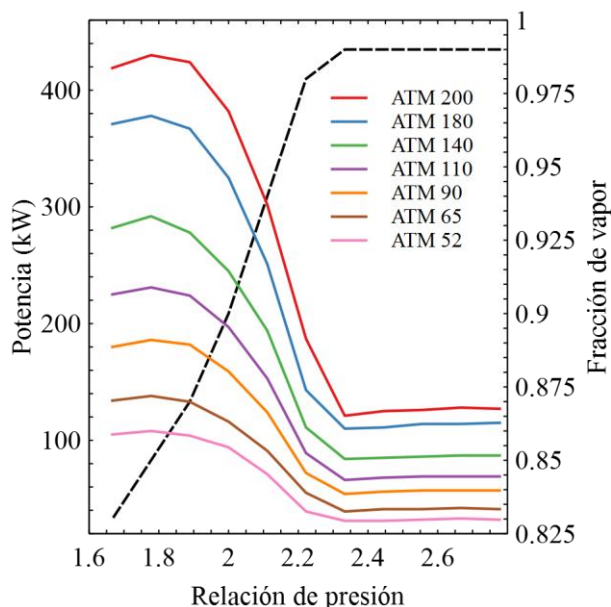
En la figura 36 se muestra el costo de generación por kWh, llevando los gases residuales justo al punto de rocío en donde la fracción de vapor de estos es de 0.99 a la salida del evaporador (HRS) en donde se puede evidenciar que bajo estas condiciones el costo por kWh no es competitivo como se puede observar en la figura 36.a en donde para un flujo de alrededor de 128000 kg/h de los gases residuales de una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200), el menor costo de generación de energía eléctrica es de alrededor de 1063 \$/kWh para una relación de presión de 2.33. Así mismo se puede ver en la figura 36.b que para un flujo de gases residuales de alrededor de 115000 kg/h de una tasa de secado de 38000 kg/h (ATM 180), el menor costo de generación es de alrededor de los 1170 \$/kWh lo que evidencia la necesidad de un gran aprovechamiento de calor latente desde los gases residuales para lograr costos competitivos en la generación de energía en el proceso particular bajo análisis.

Figura 36. Costo de generación de energía eléctrica para tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) y 38000 kg/h (ATM 180). Punto de rocío.



Ahora se analiza el costo de generación de energía eléctrica para diferentes relaciones de presión y para diferentes tasas de secado, manteniendo 5°C de diferencia de temperatura en el punto Pinch en el evaporador (HRS) como se analizó en el capítulo 4 en donde la fracción de vapor de los gases residuales varía dependiendo de la relación de presión y así mismo el calor latente aprovechado en el proceso como se muestra en la figura 37 en donde se muestra la potencia neta generada para una relación de presión entre 1.6 y 2.7 y así mismo la fracción de vapor de los gases residuales evidenciando un mayor aprovechamiento de calor latente para relaciones de presión entre 1.6 y 2 logrando obtener mayor potencia neta dependiendo de la tasa de secado evaluada.

Figura 37. Potencia neta generada vs relación de presión.



Como se puede observar en las figuras 38 a 44 se presenta el costo de generación de energía eléctrica obtenida desde los gases residuales desde una tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) hasta una tasa de secado de 11000 kg/h (ATM 52) y para diferentes relaciones de presión del Ciclo Rankine Orgánico y tasas de interés de 30, 20, 10 y 5 por ciento. Se puede ver que, para la máxima tasa de secado, el ATM 200 con un interés del 5% se tiene un mínimo costo de generación de alrededor de \$50 y para un interés del 30% un mínimo costo de \$425. Así mismo se puede ver que para dicha tasa de secado la potencia neta máxima obtenida se encuentra alrededor de los 430 kW. Como se puede evidenciar, a medida que la tasa de secado descende, los costos de generación de energía eléctrica aumentan de tal modo que para el ATM 52 y para una tasa de interés del 5% se obtiene un costo mínimo de alrededor de \$750 y para un interés del 30%, un mínimo costo de alrededor de \$1600.

De los resultados obtenidos en esta sección se puede mencionar que se pueden obtener costos de generación de energía eléctrica muy prometedores para tasas de secado superiores y en donde se pueda aprovechar un gran porcentaje del calor latente contenido en los gases residuales empleando tecnología que pueda llevar a dichos gases a una fracción de vapor de alrededor de 0.8, ya que por el contrario si los gases residuales se llevan a fracciones de vapor de alrededor de 0.99, el costo de energía eléctrica será demasiado alto y poco competitivo frente a los costos comerciales de dicha energía como se pudo observar en la figura 37 en donde dichos costos están sobre los \$1100 para una tasa de interés del 5%.

Por otro lado, también se muestra el calor latente y sensible aprovechado dependiendo de la relación de presión para cada una de las tasas de secado expuestas en las figuras 38 a 44, en donde se puede evidenciar que para una relación de presión de 1.8 se aprovecha la mayor cantidad de calor latente, lo cual explica el mínimo costo por kWh generado bajo esta relación de presión en las diferentes tasas de secado analizadas. Así mismo en la tabla 45 se muestran los resultados de la proporción de calor latente y sensible independientemente de la tasa de secado obtenidos dependiendo de la relación de presión del ciclo de potencia.

Figura 38. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200).

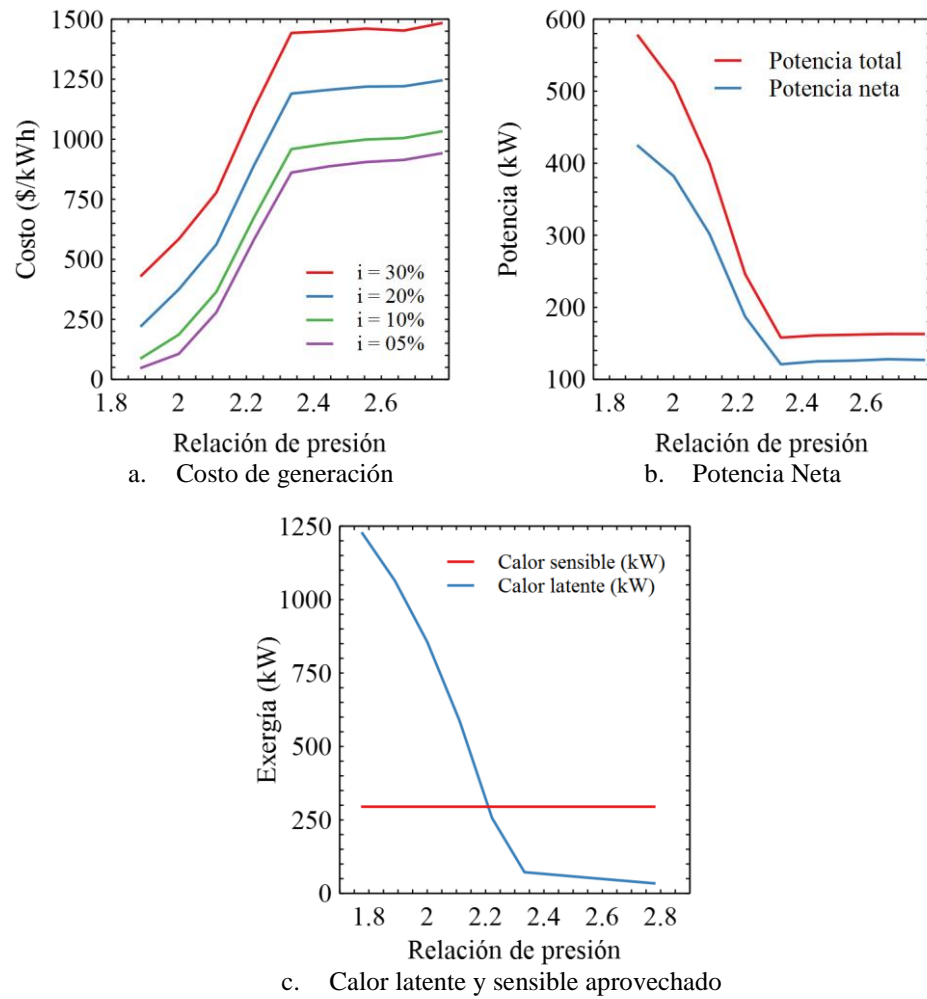
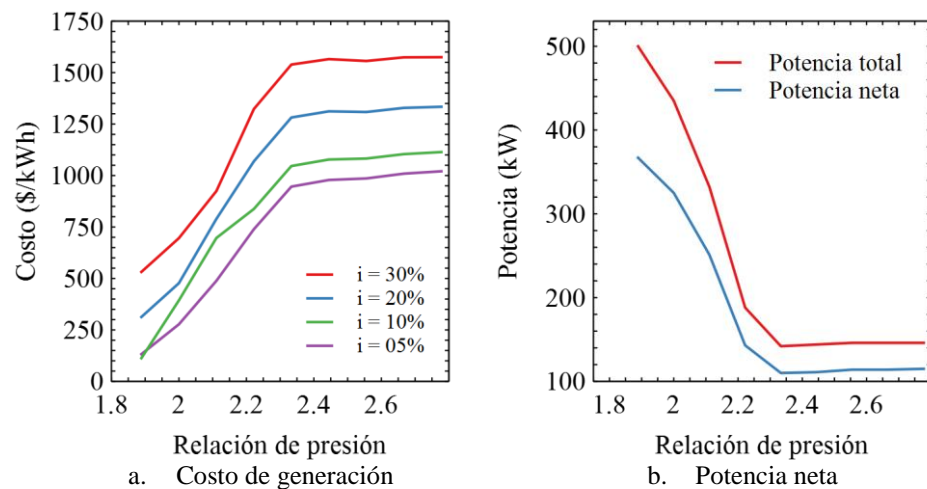
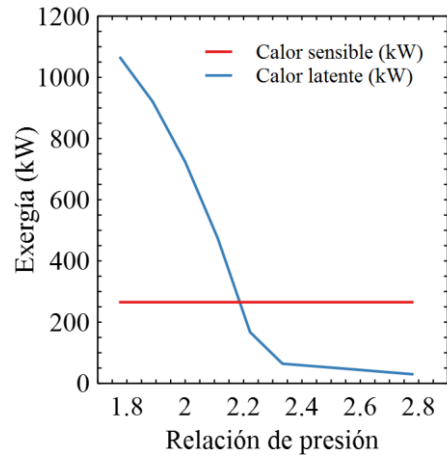


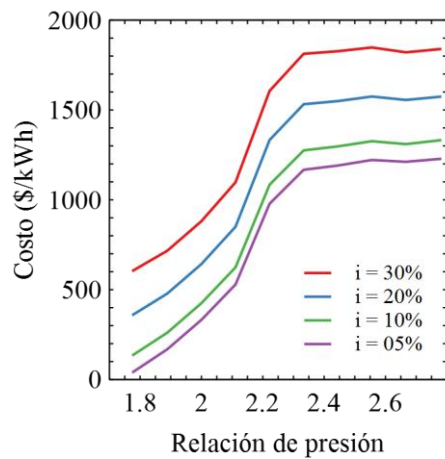
Figura 39. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 38000 kg/h (ATM 180).



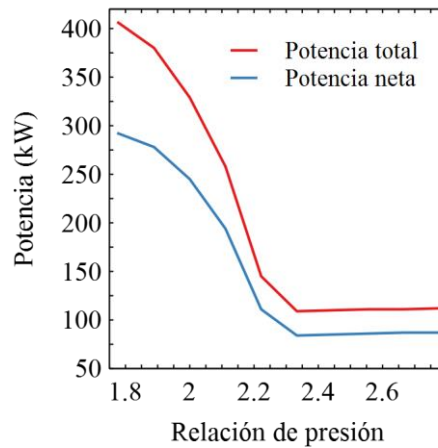


c. Calor latente y sensible aprovechado

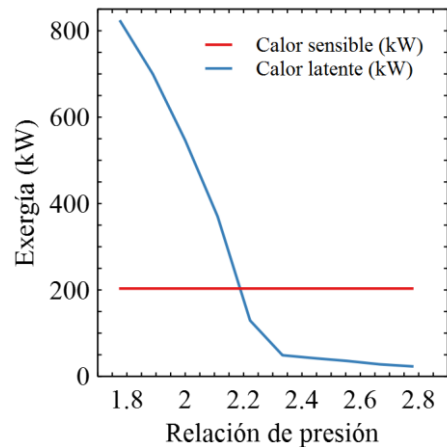
Figura 40. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 29000 kg/h (ATM 140).



a. Costo de generación



b. Potencia neta



c. Calor latente y sensible aprovechado

Figura 41. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 23000 kg/h (ATM 110).

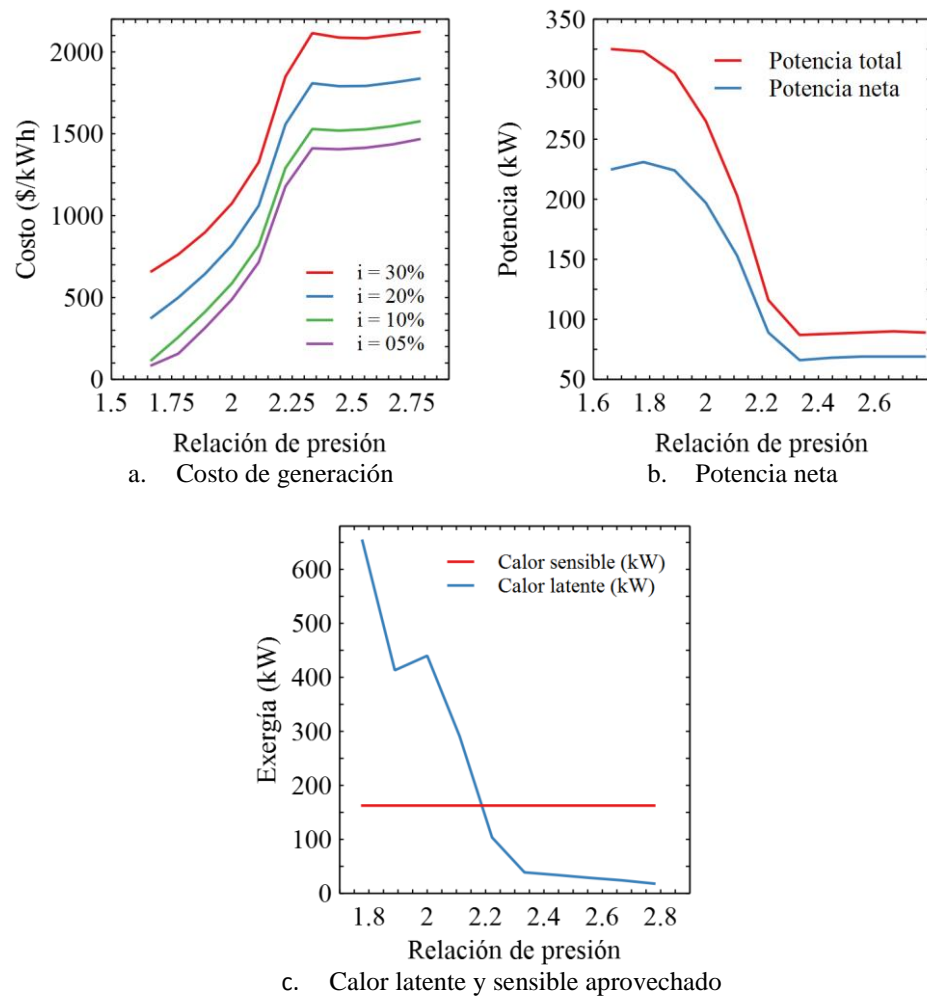
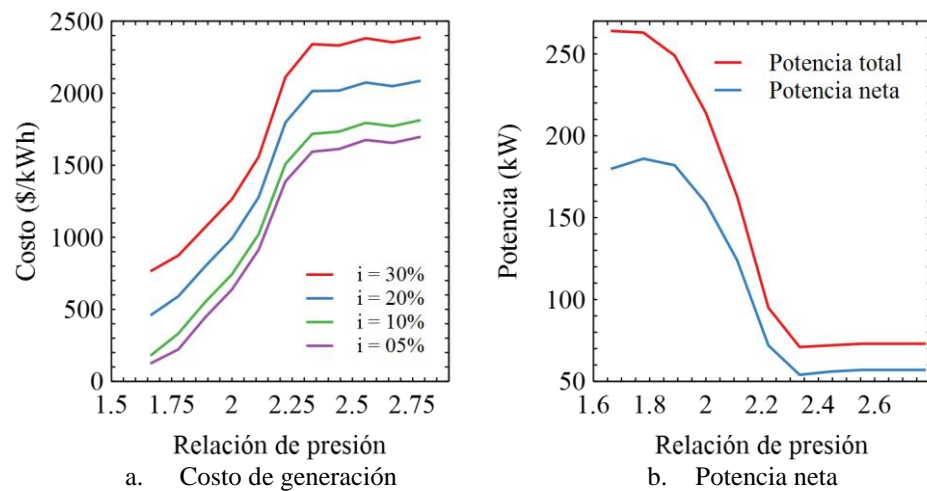
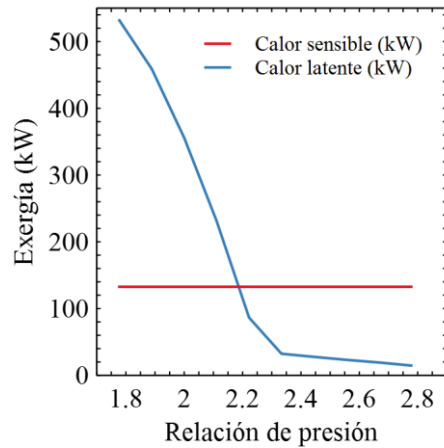


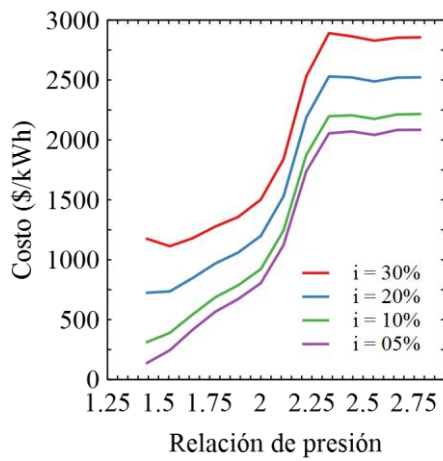
Figura 42. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 19000 kg/h (ATM 90).



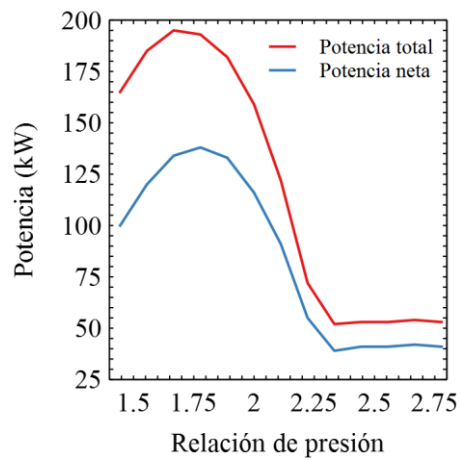


c. Calor latente y sensible aprovechado

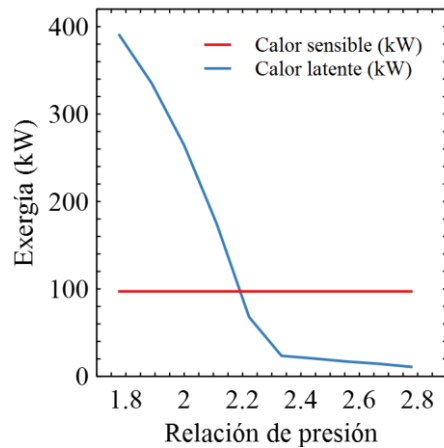
Figura 43. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 12500 kg/h (ATM 65).



a. Costo de generación



b. Potencia neta



c. Calor latente y sensible aprovechado

Figura 44. Costo de generación de energía eléctrica. Tasa de secado de 11000 kg/h (ATM 52).

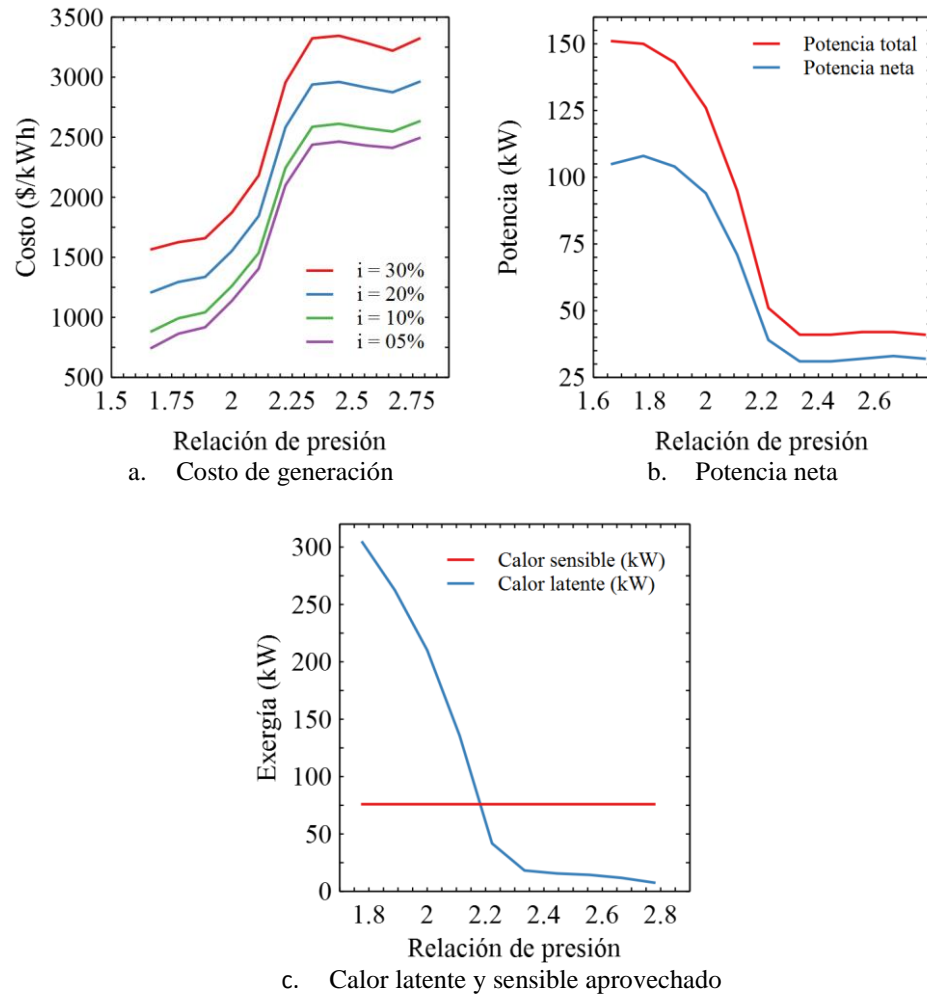


Tabla 45. Proporción de calor latente y sensible vs relación de presión

RP	Calor sensible (%)	Calor latente (%)
2.8	90.0	10.0
2.7	87.2	12.8
2.6	84.9	15.1
2.4	82.7	17.3
2.3	80.6	19.4
2.2	60.1	39.9
2.1	35.5	64.5
2.0	26.7	73.3
1.9	23.2	76.8
1.8	19.9	80.1

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Conclusiones

El presente trabajo de investigación pretende aportar al conocimiento sobre el aprovechamiento de gases residuales en donde el calor latente se encuentre en proporciones considerables para generación de energía eléctrica mediante el empleo de la termoeconomía. Acorde a la revisión de la literatura realizada, de la simulación y de la estructura termoeconómica desarrollada se concluye lo siguiente:

Mediante la simulación del secado de barbotina cerámica se obtienen resultados muy cercanos a los reportados por el trabajo experimental de Zafer Utlu et al. (Utlu et al., 2011) y a los datos técnicos suministrados por el fabricante de atomizadores SACMI en cuanto a la temperatura, flujo másico y humedad tanto de la pasta cerámica como de la corriente de gases residuales, de lo que se puede concluir que es posible confiar de los datos de flujo másico, temperatura, presión, entropía y entalpía al valorar la exergía de la corriente de gases residuales, con el fin de evaluar la potencia generada mediante el ORC desde dicha fuente de energía y así mismo evaluar el costo de generación de energía eléctrica.

Del contenido de vapor de agua (humedad absoluta del 19%) de los gases residuales del proceso de secado de barbotina, se concluye que hay un gran potencial para la generación de potencia eléctrica debido a la gran proporción de calor latente contenido en dicha corriente, junto con su calor sensible, teniendo como referencia los trabajos de OSAKABE (OSAKABE, 2015) y kyudae et al. (Hwang, Ho Song, Saito, & Kawai, 2010) en donde mencionan que a mayor proporción de calor latente contenido en una fuente de energía, mayor será el trabajo obtenido de la misma.

Se determina que la variación del porcentaje de agua en la barbotina entre el 30 y 36% (como lo indican los datos proporcionados por el fabricante SACMI), no influye en gran medida en el contenido final de vapor de agua de los gases residuales, lo que conduce a la selección de un porcentaje único (36%) para el análisis del balance de masa, energía y exergía del proceso.

Del balance de energía de la torre de secado se determina que alrededor del 36% de la energía del proceso es expulsada a la atmósfera por medio de la corriente de gases residuales, independientemente de la capacidad de secado de la instalación, lo que se traduce en una eficiencia energética del proceso de alrededor del 63% independientemente de la tasa de secado. Esto debido principalmente a la naturaleza del proceso de secado de barbotina ya que el objetivo principal es obtener una pasta o polvo de prensa con muy poca energía comparada con la energía de los

recursos empleados para llevar a cabo la evaporación del agua contenida en la barbotina, lo que genera una gran cantidad de energía como residuo del proceso expulsada a la atmósfera.

Del balance de exergía del proceso de secado de barbotina se concluye que hay un gran potencial de trabajo útil que se puede obtener desde los gases residuales del proceso mediante la implementación del Ciclo Rankine Orgánico, principalmente en atomizadores de mayor capacidad de secado, en donde para tasas de secado de alrededor de 42000 kg/h (ATM 200), dichos gases presentan exergía de alrededor de 5200 kW y para tasas de secado de alrededor de 2500 kg/h (ATM 12), exergías de alrededor de los 300 kW.

Del análisis realizado en el ciclo de potencia (ORC) se concluye que el fluido orgánico R134a, es el fluido de trabajo más indicado para el aprovechamiento energético de los gases residuales del proceso de secado, principalmente debido a que la temperatura de saturación del fluido (77.5°C) para las condiciones de presión estudiadas (entre 9 y 25 bar) es menor que la temperatura de los gases residuales del proceso (111°C), lo que garantiza la evaporación total del fluido orgánico.

De acuerdo al análisis termodinámico realizado al ORC se concluye que sobrecalentando el fluido orgánico (R134a) hasta 20°C y con 5°C de diferencia de temperatura en el punto Pinch en los intercambiadores de calor, se demanda la menor área de transferencia de calor por kW, generando la mejor potencia neta posible comparado con las demás configuraciones de ORC analizadas.

De acuerdo a los resultados obtenidos, se determina que la humedad absoluta de la corriente de gases residuales de bajo grado (100°C), influye de manera directa sobre el costo por kWh y sobre la potencia neta generada, de manera que, a mayores humedades absolutas (30 y 20%), se obtienen costos por kWh menores que pueden ser competitivos a nivel comercial (\$400/kWh para un flujo de 100000 kg/h y 30% de humedad absoluta) y mayor potencia neta, mientras que el caso contrario sucede para corrientes de gases residuales de bajo grado con poca humedad absoluta (10 y 5%), en donde el costo supera los \$1200/kWh, dependiendo de igual forma del flujo de la corriente.

Se determina que a medida que la humedad absoluta de la corriente de gases residuales de bajo grado (100°C) disminuye, la proporción de calor latente aprovechado disminuye y la del calor sensible aumenta, de tal manera que para una humedad absoluta del 5%, sólo se aprovecha calor sensible, explicando así la poca potencia neta generada y el alto costo por kWh debido al poco calor sensible contenido en la corriente de gases residuales a baja temperatura.

Del análisis hecho frente al aprovechamiento de calor desde la corriente de gases residuales del secado de barbotina (humedad absoluta del 19%) por medio del ORC, se determina que la relación de presión del ciclo de potencia afecta directamente en la proporción de calor latente y sensible aprovechado, en donde a medida que la relación de presión disminuye, mayor es el calor latente aprovechado, explicando así la obtención de mayor potencia neta y menor costo por kWh generado cuando la relación de presión del ORC se aproxima a 1.8. Así mismo se determina que

para una relación de presión de 2.8 se aprovecha alrededor del 10% de calor latente y 90% de calor sensible y para una relación de presión de 1.8 se aprovecha alrededor de 80.1% de calor latente y 19.9 % de calor sensible.

El vector de destrucción de exergía es un indicador de la contribución de cada componente del sistema en cuanto a la destrucción de exergía del mismo. Para el ciclo de potencia estudiado en la presente tesis se encuentra que el evaporador es el equipo que más exergía destruye con un porcentaje de alrededor del 36% con respecto a la exergía total destruida del ciclo, lo cual da respuesta a la considerable diferencia entre la potencia generada en cada caso y la exergía de la corriente de gases residuales (GASES-ES), siendo esta última mucho mayor que la potencia generada.

Se concluye que, para el caso particular del proceso de secado de barbotina cerámica, los costos de generación de energía eléctrica no son competitivos si los gases residuales se llevan justo hasta el punto de rocío, ya que para la mayor tasa de secado de 42000 kg/h (ATM 200) se obtiene un mínimo costo de 1063 \$/kWh generado para una relación de presión de 2.3. Lo anterior evidenciando la necesidad de llevar los gases residuales hasta una fracción de vapor inferior a 0.99 a la salida del evaporador aprovechando en mayor proporción el calor latente contenido en estos en búsqueda de costos por kWh más prometedores.

Se concluye que para tasas de secado superiores 11000 kg/h (ATM 52) se obtendrán costos de generación de energía eléctrica muy prometedores para tasas de interés entre 5 y 10%. Para dicha tasa de secado se obtienen costos de alrededor de 750 \$/kWh para una tasa de interés del 5% y de 1600 \$/kWh para una tasa de interés del 30%.

Se concluye que para tasas de secado superiores a 19000 kg/h (ATM 90) se obtendrán costos de generación de energía eléctrica muy prometedores para tasas de interés del 5,10 y 20 %. Para dicha tasa de secado se obtienen costos de generación de alrededor de 100 \$/kWh para una tasa de interés del 5% y de alrededor de 450 \$/kWh para una tasa de interés del 20%. Esto permite una mayor flexibilidad en la ejecución de proyectos de este tipo como es la generación de energía eléctrica a partir del aprovechamiento de los gases residuales del proceso.

Se concluye que para el caso concreto del aprovechamiento de los gases residuales desde el proceso de secado de barbotina cerámica se deben explorar, analizar o diseñar tecnologías (recuperadores de calor) que puedan llevar dichos gases residuales hasta una fracción de vapor entre 0.8 y 0.9 traduciéndose en un gran aprovechamiento del calor latente de los gases para que los costos de generación de energía sean competitivos frente a los costos comerciales de la misma.

6.2. Trabajos futuros

Se plantea como trabajo futuro el análisis de la caída de presión y factor de ensuciamiento tanto en el recuperador de calor como en el condensador para el sistema de potencia bajo análisis debido a que estos son factores que pueden tener bastante influencia sobre la generación de potencia y por consiguiente sobre los costos de generación de corriente eléctrica.

Se propone un estudio del diseño de tecnologías de recuperación de calor que puedan llevar los gases residuales con gran proporción de vapor de agua hasta fracciones de vapor entre 0.8 y 0.9 logrando un gran aprovechamiento del calor latente ya que bajo estas condiciones y de acuerdo al estudio realizado en la presente tesis se determina que se pueden obtener costos prometedores de generación de energía eléctrica bajo esta esta fracción de vapor.

Bibliografía

- [1] M. A. Hader, T. T. Darabseh, and H. A. Alothman, “Exergy Analysis of Ceramic Production in Jordan,” vol. 5, no. 6, pp. 483–488, 2011.
- [2] Z. Utlu and A. Hepbaşlı, “Exergoeconomic analysis of energy utilization of drying process in a ceramic production,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, no. 1, pp. 748–762, 2014.
- [3] Z. Utlu, A. Hepbasli, and M. Turan, “Performance Analysis and Assessment of an Industrial Dryer in Ceramic Production,” *Dry. Technol.*, vol. 29, no. 15, pp. 1792–1813, 2011.
- [4] UPME, “Boletín estadístico de minas y energía 1994-2004,” Bogotá, 2004.
- [5] UPME, “Boletín estadístico de minas y energía 2003-2008,” Bogotá, 2008.
- [6] UPME, “Boletín estadístico de minas y energía 2012-2016,” Bogotá, 2016.
- [7] ANDI, “Comité del sector cerámico,” Bogotá, 2017.
- [8] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, and A. Mota-Babiloni, “Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry,” *Energy*, vol. 85, pp. 534–542, 2015.
- [9] SACMI y Asociación Española de Técnicos Cerámicos, *Tecnología cerámica aplicada*. Castellón, 2004.
- [10] E. Monfort, A. Mezquita, R. Granel, and E. Vaquer, “Guía de ahorro energético en el sector de baldosas cerámica de la Comunidad Valenciana,” Valencia, 2011.
- [11] S. H. Mohr, J. Wang, G. Ellem, J. Ward, and D. Giurco, “Projection of world fossil fuels by country,” *Fuel*, vol. 141, pp. 120–135, 2015.
- [12] N. Naciones Unidas, “Agua y energía, datos estadísticos,” 2014.
- [13] ONU, “El papel de los combustibles fósiles en un sistema energético sostenible,” 2018. .
- [14] H. Öhman, “Implementation and evaluation of a low temperature waste heat recovery power cycle using NH₃ in an Organic Rankine Cycle,” *Energy*, vol. 48, no. 1, pp. 227–232, Dec. 2012.
- [15] C. C. Torres and A. C. Valero, “Curso de doctorado Termoeconomía,” *Dep. Ing. Mec. Univ. Zaragoza*, p. 100, 2001.
- [16] E. Querol, B. Gonzalez-Reguer, and J. L. Perez-Benedito, *Practical Approach to Exergy and Thermoeconomic Analyses of Industrial Processes*. 2013.
- [17] M. A. Lozano and A. Valero, “Theory of the exergetic cost,” *Energy*, vol. 18, no. 9, pp. 939–954, 1993.
- [18] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles,” *Energy*, vol. 32, no. 7, pp. 1210–1221, 2007.

- [19] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, 7th ed. México: McGrawHill, 2012.
- [20] Y. Jaluria, “Design and optimization of thermal systems,” pp. 1–756, 2008.
- [21] T. J. KOTAS, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, 1st ed. Florida: KRIEGER PUBLISHING COMPANY, 1995.
- [22] L. M. Serra, “Optimizacion Exergoeconomica de Sistemas Termicos.” Zaragoza, p. 214, 1994.
- [23] M. . Lozano, A. Valero, and J. Guallar, “Teoría del coste exergético I,” Zaragoza, 1989.
- [24] E. Monfort, A. Mezquita, E. Vaquer, G. Mallol, H. J. Alves, and A. O. Boschi, “Consumo de energía térmica y emisiones de dióxido de carbono en la fabricación de baldosas cerámicas Análisis de las industrias Española y Brasileña,” *Bol. la Soc. Esp. Ceram. y Vidr.*, vol. 51, no. 5, pp. 275–284, 2012.
- [25] Sacmi Imola SC, “ATM Series,” 2014.
- [26] Y. Zhao, S. Wang, M. Ge, Y. Li, Z. Liang, and Y. Yang, “Performance analysis of a thermoelectric generator applied to wet flue gas waste heat recovery ☆,” 2018.
- [27] Y. Zhao, S. Wang, M. Ge, Y. Li, and Y. Yang, “Energy and exergy analysis of thermoelectric generator system with humidified flue gas,” 2018.
- [28] C. Frangopoulos, “Thermo-economic functional analysis and optimization,” *Energy*, vol. 12, no. 7, pp. 563–571, 1987.
- [29] A. Valero, M. A. Lozano, L. Serra, and C. Torres, “Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem,” *Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 365–381, 1994.
- [30] B. Hua, Q. L. Chen, and P. Wang, “A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy systems,” *Energy*, vol. 22, no. 11, pp. 1071–1078, 1997.
- [31] J. Uche, L. Serra, and A. Valero, “Thermoeconomic optimization of a dual-purpose power and desalination plant,” *Desalination*, vol. 136, no. 1–3, pp. 147–158, 2001.
- [32] B. Erlach, L. Serra, and A. Valero, “<Structural theory as standard for thermoeconomics.pdf>,” vol. 40, 1999.
- [33] A. Lazzaretto and G. Tsatsaronis, “SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems,” *Energy*, vol. 31, no. 8–9, pp. 1257–1289, 2006.
- [34] I. Dincer and A. Z. Sahin, “A new model for thermodynamic analysis of a drying process,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 4, pp. 645–652, 2004.
- [35] “PROMIGAS,” *Composición del gas vigente en la Guajira*, 2018. [Online]. Available: <http://www.promigas.com/Es/BEO/Paginas/ComposicionGasVigente.aspx>.
- [36] E. Borrás, *Gas natural*. Barcelona, 1987.
- [37] AspenTech, “Aspen physical property system,” 2001.

- [38] P. M. Mathias, and T. W. Copeman, "EXTENSION OF THE PENG-ROBINSON EQUATION OF STATE TO COMPLEX MIXTURES: EVALUATION OF THE VARIOUS FORMS OF THE LOCAL COMPOSITION CONCEPT," *Elsevier Sci. Publ. B.V*, 1983.
- [39] V. E. Vallejo and H. A. Martinez, "PREDICCIÓN DEL EQUILIBRIO LÍQUIDO-VAPOR DE BIOMOLÉCULAS DE IMPORTANCIA EN LA INDUSTRIA AGROALIMENTARIA," *redalyc*, p. 4, 2012.
- [40] S. Pereda and E. A. Brignole, "Ingeniería de equilibrio entre fases," Bahía Blanca, 2014.
- [41] Ideam, "CARTAS CLIMATOLÓGICAS - MEDIAS MENSUALES AEROPUERTO CAMILO DAZA (Cúcuta)," 2018. .
- [42] Jan T. Szargut, "Chemical exergies of the elements," *Appl. Energy*, vol. 32, no. 4, p. 17, 2003.
- [43] R. Rivero and M. Garfias, "Standard chemical exergy of elements updated," *Energy*, 2006.
- [44] J. Szargut, D. . Morris, and F. R. Steward, *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. United States, 1987.
- [45] E. H. Wang, H. G. Zhang, B. Y. Fan, M. G. Ouyang, Y. Zhao, and Q. H. Mu, "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery," *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3406–3418, May 2011.
- [46] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources," *Energy*, vol. 35, no. 3, pp. 1403–1411, Mar. 2010.
- [47] X. Liu, M. Wei, L. Yang, and X. Wang, "Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant," 2017.
- [48] D. Fiaschi, G. Manfrida, E. Rogai, and L. Talluri, "Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites," 2017.
- [49] ASHRAE, "Classification of refrigerants," 2001.
- [50] K. K. Srinivasan, P. J. Mago, and S. R. Krishnan, "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle," *Energy*, vol. 35, no. 6, pp. 2387–2399, Jun. 2010.
- [51] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, "Comparative analysis of CO₂-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low-temperature geothermal source," *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 53, no. 6, pp. 1638–1646, Jun. 2010.
- [52] A. Desideri, S. Gusev, M. van den Broek, V. Lemort, and S. Quoilin, "Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications," *Energy*, vol. 97, pp. 460–469, Feb. 2016.

- [53] S. Quoilin, V. Lemort, and J. Lebrun, "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1260–1268, Apr. 2010.
- [54] A. M. Delgado-Torres and L. García-Rodríguez, "Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 12, pp. 2846–2856, Dec. 2010.
- [55] H. D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, and Y. Ikegami, "Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources," *Energy*, vol. 32, no. 9, pp. 1698–1706, Sep. 2007.
- [56] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, and A. Frangoudakis, "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2468–2476, Aug. 2009.
- [57] A. Fontalvo, "Análisis termoeconómico de la aplicación de un ciclo rankine orgánico para aprovechamiento de calor de desecho de baja temperatura," 2015.
- [58] ASHRAE, *2013 ASHRAE Handbook Fundamentals*. 2013.
- [59] UN.Environmental, "OzonoAction GWP-ODP Calculator app." 2017.
- [60] V. Maizza and A. Maizza, "WORKING FLUIDS IN NON-STEADY FLOWS FOR WASTE ENERGY RECOVERY SYSTEMS," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 16, p. 12, 1995.
- [61] Y. Feng, T. Hung, K. Greg, Y. Zhang, B. Li, and J. Yang, "Thermoeconomic comparison between pure and mixture working fluids of organic Rankine cycles (ORCs) for low temperature waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 859–872, Dec. 2015.
- [62] S. Eyerer, C. Wieland, A. Vandersickel, and H. Spliethoff, "Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization," *Energy*, vol. 103, pp. 660–671, May 2016.
- [63] B. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2011.
- [64] S. H. Kang, "Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid," *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 514–524, May 2012.
- [65] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. Tao, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Energy*, vol. 50, pp. 343–352, 2013.
- [66] "Nist Chemistry webbook, SRD 69," 2018. [Online]. Available: https://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?PLow=1&PHigh=25&PInc=1&Applet=on&Digits=5&ID=C811972&Action=Load&Type=Sat&TUnit=C&PUnit=bar&DUnit=mol%2F&HUnit=kJ%2Fmol&WUnit=m%2Fs&VisUnit=uPa*s&STUnit=N%2Fm&RefState=DEF.
- [67] B. Adrian, T. George, and M. Michael, *Thermal design and optimization*. 1995.

- [68] M. OSAKABE, “Heat exchanger for latent heat recovery,” *Mech. Eng. Rev.*, vol. 2, no. 2, pp. 14-00300-14-00300, 2015.
- [69] K. Hwang, C. Ho Song, K. Saito, and S. Kawai, “Experimental study on titanium heat exchanger used in a gas fired water heater for latent heat recovery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, pp. 2730–2737, 2010.